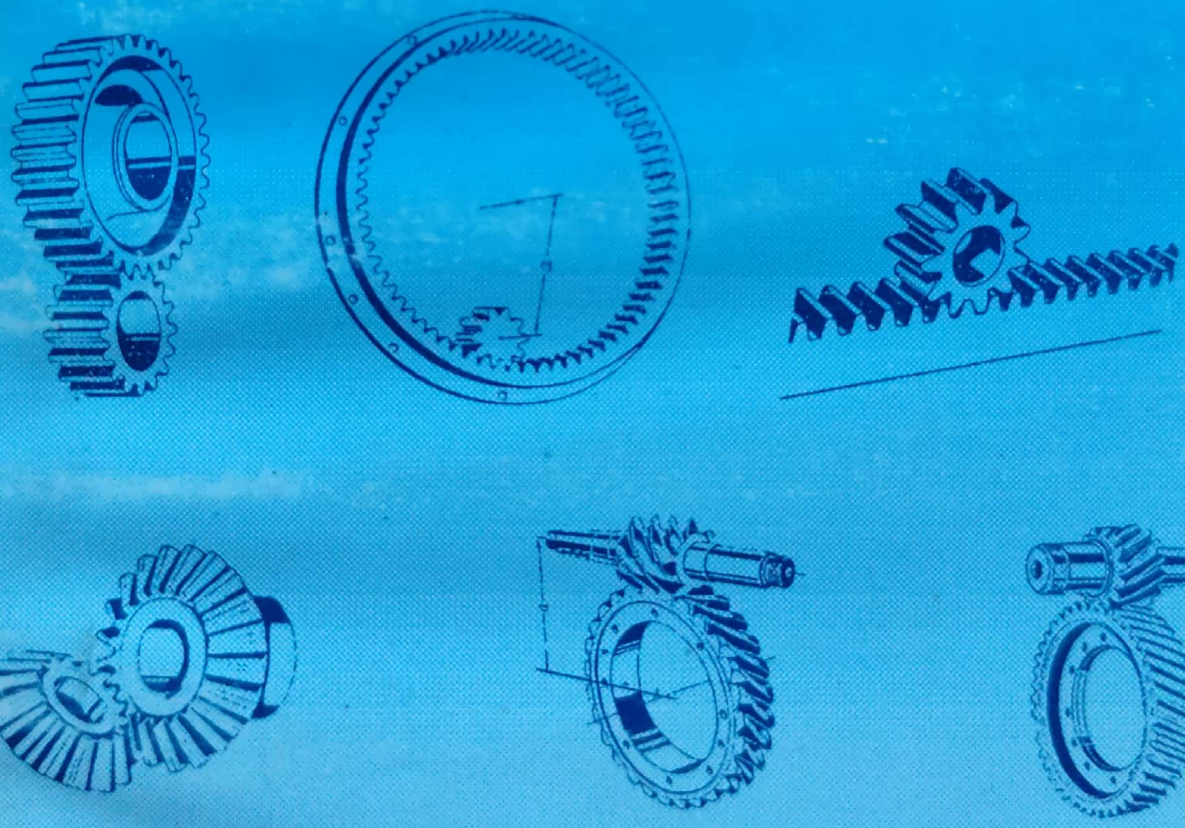
V. DOBRE V. BARBU

Îndrumător pentru proiectarea ANGRENAJELOR și bazele teoretice de calcul

IP.A.
BCA



București
1998

Scanned with OKEN Scanner

V. DOBRE V. BARBU

Îndrumător pentru proiectarea ANGRENAJELOR și bazele teoretice de calcul

IP.A
BCA

București
1998

Scanned with OKEN Scanner

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ
PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI

ŞEF OFICIU - Redactor-şef:
Ing. Teodosia Oprescu
Responsabil lucrare: Aurelia Dobre

Redacţia şi Difuzarea
S.C. ICTCM S.A., Şos. Olteniţei nr. 103,
75651 Bucureşti, sector 4, O.P. 8
☎ 634.20.45 / 442; 458; 397; 495; sau 634.70.30

© OID.ICM

ISBN 973 - 9187 - 63 - 3

Descrierea CIP a Bibliotecii Naţionale
DOBRE, VICTORIA
Îndrumător pentru proiectarea angrenajelor şi bazele teoretice de calcul / prof. dr. ing. Victoria Dobre, ing. Valentin Barbu. - Bucureşti : Oficiul de Informare Documentară pentru Industria Construcţiilor de Maşini, 1997
322 p. : il. ; 23 cm.
Bibliogr.
ISBN 973-9187-63-3

I. Barbu, Valentin

62.001.2:621.833

Scanned with OKEN Scanner

PREFAȚĂ

Acest îndrumător de proiectare prezintă bazele calculelor geometrice, cinematice și de rezistență ale angrenajelor cilindrice, concurente conice și melcate cilindrice, algoritmii de calcul necesari preiectării și optimizării acestora, precum și ANEXE pentru determinarea diferiților parametri (în concordanță cu standardele în vigoare).

Lucrarea se adresează inginerilor și tehnicienilor proiectanți din domeniul construcției de mașini și utilaje, precum și cadrelor didactice și studenților din învățământul tehnic superior.

Lucrarea a fost elaborată de un colectiv format din:

- prof.dr.ing.Victoria Dobre, cadru didactic la disciplina Organe de mașini la Universitatea Tehnică de Construcții București;
- ing.Valentin Barbu, șef compartiment CTH, la ICTCM București.

Tehnoredactarea a fost asigurată de un colectiv din ICTCM - CTH, condus de ing.Daniela Cristea.

În speranța că lucrarea va fi de folos celor interesați, orice propunere de îmbunătățire va fi binevenită.

Autorii

Scanned with OKEN Scanner

CUPRINS

Prefață

1. ANGRENAJE. CONSIDERAȚII GENERALE 13

1.1 CARACTERIZAREA ANGRENAJELOR 13
1.2 CLASIFICAREA ANGRENAJELOR 14

2. ANGRENAJE PARALELE CILINDRICE EVOLVENTICE CU DANTURĂ DREAPTĂ 18

2.1 GEOMETRIA ANGRENAJELOR PARALELE CILINDRICE EVOLVENTICE CU DANTURĂ DREAPTĂ 18
2.1.1 Notații 18
2.1.2 Elemente generale de bază 22
2.1.3 Geometria evolventei 24
2.1.4 Definirea danturilor cilindrice evolventice exterioare standardizate drepte 25
2.1.5 Definirea și elementele geometrice ale danturilor cilindrice evolventice interioare standardizate, drepte 29
2.1.6 Arcul dintelui pe un cerc oarecare. Ascuțirea dintelui 31
2.1.7 Dimensiunile de măsurare ale danturilor cilindrice evolventice 33
2.1.7.1 *Cota peste N dinți (sau peste N goluri)* 33
2.1.7.2 *Coarda constantă a dintelui și înălțimea la coarda constantă* 35
2.1.7.3 *Lungimea (cota) peste bile, respectiv între bile (pentru danturile interioare) sau role, pentru danturile drepte* 37
2.1.8 Angrenaje paralele cilindrice evolventice exterioare cu dantura dreaptă realizate cu diferite tipuri de danturi 39
2.1.8.1 *Elemente geometrice generale* 39
2.1.8.2 *Calcularea deplasării specifice sumă de profil și a creșterii specifice a distanței dintre axe pentru angrenajele deplasate* 42
2.1.8.3 *Gradul de acoperire* 44
2.1.8.4 *Interferența și subtăierea danturilor* 45
2.1.8.4.1 Condițiile de evitare a interferenței pentru angrenarea cu cremaliera 46
2.1.8.4.2 Condițiile de evitare a interferenței dinților roților în angrenare (în cazul roților prelucrate cu cuțit pieptăne sau freză melc, deci de tip cremalieră) 48
2.1.8.4.3 Condițiile de evitare a interferenței dinților roților în angrenare (în cazul prelucrării roților cu cuțit roată) 49

Scanned with OKEN Scanner

2.1.8.5 *Alunecările relative la capul și la piciorul dintelui* 50
2.1.9 Angrenaje paralele cilindrice interioare cu danturi drepte în evolventă 53
2.1.9.1 *Elemente geometrice generale* 53
2.1.9.2 *Calculul exact al coeficientului diferenței deplasărilor de profil* 54
2.1.9.3 *Gradul de acoperire pentru angrenajele interioare* 54
2.1.9.4 *Interferența și subtăierea la angrenajele interioare și cu cremalieră* 56
2.1.10 Precizia angrenajelor 56
2.1.11 Criterii de optimizare geometrică a angrenajelor paralele cilindrice exterioare drepte evolventice 59

2.2 CALCULELE DE REZISTENȚĂ ALE ANGRENAJELOR PARALELE CILINDRICE EVOLVENTICE CU DANTURĂ DREAPTĂ 61
2.2.1 Notații (conform STAS 12268 - 84) 61
2.2.2 Modurile de deteriorare a danturilor, cauzele și criteriile de calcul corespunzătoare 64
2.2.3 Materiale utilizate în construcția roților dințate 68
2.2.4 Tensiunile periculoase și admisibile în calculul angrenajelor 69
2.2.4.1 *Tensiunile periculoase și admisibile în cadrul solicitărilor de contact a danturilor angrenajelor* 69
2.2.4.2 *Tensiunile periculoase și admisibile în cadrul solicitărilor de rupere prin încovoiere a dinților angrenajelor* 72
2.2.5 Sarcina nominală de calcul de rezistență a angrenajelor 74
2.2.5.1 *Sarcina nominală (de calcul) în cazul unor încărcări constante* 74
2.2.5.2 *Sarcina nominală (de calcul) în cazul unei încărcări în trepte* 75
2.2.5.3 *Sarcina nominală (de calcul) în cazul unei încărcări variabile continuu* 76
2.2.6 Încărcările reale ale angrenajelor 77
2.2.7 Forțele nominale din angrenare 79
2.2.7.1 *Forțele din angrenare în faza de angrenare unipară* 79
2.2.7.2 *Forțele din angrenare în faza de angrenare bipară* 81
2.2.8 Calculul angrenajelor paralele cilindrice evolventice cu dantura dreaptă la solicitările de contact ale flancurilor dinților 82
2.2.9 Calculul de rezistență la solicitările de oboseală de contact a dinților angrenajelor cu cremalieră 88
2.2.10 Calculul angrenajelor paralele cilindrice evolventice cu dantura dreaptă la solicitările de încovoiere a dinților 91

2.3 DIMENSIONAREA ȘI VERIFICAREA (ALGORITMI DE CALCUL) ANGRENAJELOR PARALELE CILINDRICE EVOLVENTICE CU DANTURA DREAPTĂ (EXTERIOARE, INTERIOARE, CU CREMALIERĂ) 96
A. Date inițiale din tema de proiectare 96
B. Date inițiale calculate sau adoptate 96
1. Stabilirea materialelor, tratamentelor și calculul tensiunilor admisibile, preliminare 97
2. Predimensionarea din condiția de rezistență la solicitările de oboseală de contact 98
3. Predimensionarea din condiția de rezistență la solicitările de oboseală la încovoiere 99
2. st. Predimensionarea din condiția de rezistență la solicitările de suprasarcini de contact 99
3. st. Modulul minim calculat din condiția de rezistență la suprasarcini de încovoiere 99
4. Studiul geometric al angrenajului și alegerea variantei optime 100

Scanned with OKEN Scanner

5. cr. Elementele geometrice și cinematice ale angrenajelor cu cremalieră 101
5. Calculul elementelor geometrice principale ale angrenajului selectat 102
6. Verificarea angrenajului la condițiile de rezistență 103
7. Calculul dimensiunilor de măsurare ale danturilor cilindrice exterioare și interioare drepte în evolventă și stabilirea parametrilor de precizie ale acestora 106

3. ANGRENAJE PARALELE CILINDRICE EVOLVENTICE CU DANTURĂ ÎNCLINATĂ 112

3.1 GEOMETRIA ANGRENAJELOR PARALELE CILINDRICE EVOLVENTICE CU DANTURĂ ÎNCLINATĂ 112
3.1.1 Notații 112
3.1.2 Caracteristicile geometriei danturilor cilindrice evolventice înclinate 116
3.1.3 Definirea danturilor înclinate cilindrice. 118
3.1.4 Angrenaje realizate cu diferite tipuri de danturi înclinate 121
3.1.5 Gradul de acoperire al angrenajelor cu dinți înclinați 121

3.2 CALCULELE DE REZISTENȚĂ ALE ANGRENAJELOR PARALELE CILINDRICE EVOLVENTICE CU DANTURĂ ÎNCLINATĂ 123
3.2.1 Forțele nominale din angrenare 123
3.2.2 Roata și dantura echivalentă roții și danturii înclinate 124
3.2.3 Calculul angrenajelor paralele cilindrice evolventice cu dantură înclinată la solicitările de contact ale flancurilor dinților 125
3.2.4 Calculul angrenajelor paralele cilindrice evolventice cu dantură înclinată la solicitările de încovoiere ale dinților 128

3.3 DIMENSIONAREA ȘI VERIFICAREA (ALGORITMI DE CALCUL) ANGRENAJELOR PARALELE CILINDRICE EXTERIOARE, INTERIOARE SAU CU CREMALIERĂ, CU DANTURĂ ÎNCLINATĂ 130
A. Date inițiale din tema de proiectare 130
B. Date inițiale adoptate sau calculate 130
1. Stabilirea materialelor, tratamentelor și a tensiunilor admisibile (prel.) 131
2. Predimensionarea din condiția de rezistență la solicitarea de oboseală de contact 133
3. Predimensionarea din condiția de rezistență la solicitarea de oboseală prin încovoiere 134
2. st. Predimensionarea din condiția de rezistență la solicitările prin suprasarcini de contact (este necesar numai dacă nu este îndeplinită condiția din Tabelul 1 poz. 17) 134
3. st. Predimensionarea din condiția de rezistență la suprasarcini de încovoiere (este necesar numai dacă nu este îndeplinită condiția din Tabelul 1 poz. 18) 134
4. Studiul geometric al angrenajului și alegerea variantei optime pentru angrenajele paralele cilindrice evolventice exterioare/interioare, cu dantură înclinată 135
5. Calculul elementelor geometrice principale ale angrenajului selectat. (semnul de sus pentru angrenaje exterioare, cel de jos pentru interioare). Danturi înclinate. 136
5. cr. Elementele geometrice și cinematice ale angrenajului cu cremalieră cu dinți înclinați 138
6. Verificarea la condițiile de rezistență, a angrenajului selectat 140
7. Calculul dimensiunilor de măsurare ale danturilor cilindrice exterioare(1)/interioare (2) înclinate, în evolventă și stabilirea parametrilor de precizie ale acestora 144
7.1 Calculul lungimilor (cotelor) normale peste dinți, respectiv peste goluri și stabilirea abaterilor admisibile ale acestora 144

Scanned with OKEN Scanner

7.2 Calculul corzii constante normale, cu abaterile admisibile și calculul înălțimii la coarda constantă normală 146
7.3 Calculul lungimii (cotei) peste bile (la pinion) respectiv între bile la roata 2) și stabilirea abaterilor admisibile ale acestor lungimi 147

4. ANGRENAJE CONCURENTE CONICE 150

4.1 GEOMETRIA ANGRENAJELOR CONCURENTE CONICE 150
4.1.1 Notații 150
4.1.2 Elemente generale de bază 154
4.1.3 Clasificarea angrenajelor concurente conice 157
4.1.4 Definirea danturilor roților dințate conice octoidale 158
4.1.5 Raportul de transmitere 160
4.1.6 Elementele geometrice ale angrenajelor concurente conice exterioare octoidale cu dantură dreaptă (conform STAS 12270-84) 162
4.1.7 Elemente geometrice caracteristice angrenajelor concurente conice cu dinți înclinați și cu dinți curbilinii 168
4.1.7.1 *Angrenaje concurente conice cu dinți înclinați* 168
4.1.7.2 *Angrenaje concurente conice cu dinți în arc de cerc* 169
4.1.7.3 *Angrenaje concurente conice cu dantura în arc de evolventă*
4.1.7.4 *Angrenaje hipoide (pseudoconice)* 170

4.2 CALCULELE DE REZISTENȚĂ ALE ANGRENAJELOR CONCURENTE CONICE CU DANTURĂ DREAPTĂ 171
4.2.1 Roata și dantura echivalentă roții și danturii conice. Forțele din angrenajele concurente conice 171
4.2.2 Calculul angrenajelor concurente conice octoidale cu dinți drepți la solicitările de contact ale flancurilor dinților 174
4.2.3 Calculul angrenajelor concurente conice octoidale cu dantură dreaptă la solicitările de încovoiere a dinților 177

4.3 DIMENSIONAREA ȘI VERIFICAREA (ALGORITMI DE CALCUL) ANGRENAJELOR CONCURENTE CONICE OCTOIDALE CU DANTURA ÎNCLINATĂ (Pentru dantura dreaptă, $\beta_m = 0$, simbolurile diferite sunt în paranteze) 180
A. Date inițiale din tema de proiectare 180
B. Date inițiale adoptate sau calculate 180
1. Stabilirea materialelor, tratamentelor și a tensiunilor admisibile (preliminare) 181
2. Predimensionarea angrenajelor concurente conice din condiția de rezistență la solicitări de oboseală de contact 183
3. Predimensionarea angrenajelor concurente conice la solicitarea de oboseală prin încovoiere 184
2. st. Predimensionarea din condiția de rezistență la solicitările prin suprasarcini de contact 184
3. st. Predimensionarea din condiția de rezistență la solicitările prin suprasarcini de încovoiere. 184
4. Studiul geometric al angrenajului concurent conic și alegerea variantei optime 185
5. Calculul elementelor geometrice principale ale angrenajului selectat concurent conic cu dantura dreaptă, cf. STAS 12270-84 și Fig. 4.1.6.1. 189

Scanned with OKEN Scanner

6. Verificarea la condiţiile de rezistenţă a angrenajului selectat, concurent conic 192
7. Calculul dimensiunilor de măsurare ale danturilor conice exterioare drepte şi stabilirea parametrilor de precizie ale acestora (cf. STAS 12270-84) 195
7.1 Calculul corzii constante exterioare, cu abaterile admisibile şi calculul înălţimii la coarda constantă exterioară 195
7.2 Stabilirea unor indici de precizie generali 196
7.3 Calculul corzii de divizare mediane, cu abaterile admisibile şi calculul înălţimii la coarda de divizare mediană 197
7.4 Calculul corzii de divizare exterioare, cu abaterile admisibile şi calculul înălţimii la coarda de divizare exterioară 197

5. ANGRENAJE MELCATE CILINDRICE 199

5.1 GEOMETRIA ANGRENAJELOR MELCATE CILINDRICE 199
5.1.1 Notaţii 199
5.1.2 Caracterizarea angrenajelor melcate 202
5.1.3 Definirea angrenajelor melcate 203
5.1.3.1 *Melcul de referinţă* 204
5.1.3.2 *Tipurile de melci standardizaţi (STAS 6845-82)* 206
5.1.4 Elementele geometrice ale angrenajelor melcate cilindrice 209

5.2 CALCULELE DE REZISTENŢĂ ALE ANGRENAJELOR MELCATE CILINDRICE 213
5.2.1 Notaţii 213
5.2.2 Forţele din angrenajele melcate cilindrice 218
5.2.3 Randamentul angrenajelor melcate cilindrice 222
5.2.4 Viteza de alunecare la angrenajele melcate, materiale utilizate 223
5.2.5 Angrenajul echivalent angrenajului melcat 227
5.2.6 Calculul angrenajelor melcate cilindrice la solicitările de contact ale flancurilor dinţilor 228
5.2.7 Calculul angrenajelor melcate cilindrice la solicitările de încovoiere a dinţilor 232

5.3 DIMENSIONAREA ŞI VERIFICAREA (ALGORITMI DE CALCUL) ANGRENAJELOR MELCATE CILINDRICE 234
A. Date iniţiale din tema de proiectare 234
B. Date iniţiale adoptate sau calculate 234
1. Stabilirea materialelor, tratamentelor termice şi a tensiunilor admisibile pentru angrenajele melcate cilindrice 235
2. Predimensionarea angrenajelor melcate cilindrice din condiţia de rezistenţă la solicitările de contact (oboseală sau gripare) 237
3. Predimensionarea angrenajelor melcate cilindrice la solicitările de încovoiere a dinţilor roţii melcate 238
4. Studiul geometric al angrenajului melcat cilindric şi alegerea variantei optime 239
5. Verificarea angrenajului melcat cilindric selectat la condiţiile de rezistenţă şi gripaj 242
6. Calculul dimensiunilor de măsurare ale melcului şi stabilirea abaterilor dimensionale aferente 244
7. Calculul unor elemente geometrice ale roţii melcate şi abaterile dimensionale aferente 245

Scanned with OKEN Scanner

ANEXE 246
ANEXA 1: Alegerea treptei de precizie pentru roți dințate 246
ANEXA 2: Materiale recomandate pentru roți dințate cilindrice 247
ANEXA 3: Parametrii definitorii N_{Hst}, N_{HB}, m_H ai curbei de oboseală la solicitările de contact ale flancurilor dinților din oțeluri sau fonte 248
ANEXA 4: Parametrii definitorii N_{Fst}, N_{FB} și m_F ai curbei de oboseală la solicitările de încovoiere ale dinților din oțeluri sau fonte 248
ANEXA 5: Relații empirice și recomandări pentru evaluarea rezistențelor la oboseală de bază la solicitările de contact (σ_{Hlimb}) 249
ANEXA 6: Rezistența la oboseală limită de bază pentru solicitările de încovoiere (σ_{Flimb}) 250
ANEXA 7: Valori recomandate pentru factorii de siguranță minimi admisibili (prescriși) la solicitările de contact ale flancurilor S_{HP} și la solicitările de încovoiere ale dinților S_{FP}, respectiv S_{HPst} și S_{FPst} 254
ANEXA 8: Valori recomandate pentru factorul de utilizare K_A 254
ANEXA 9: Factorul dinamic K_V 258
ANEXA 10: Valori recomandate pentru coeficientul diametral al lățimii danturii, ψ_d, coeficientul axial al lățimii danturii, ψ_a și coeficientul modular al lățimii danturii ψ_m 260
ANEXA 11: Factorii $K_{H\beta}$ și $K_{F\beta}$ de repartiție a sarcinii pe lățimea danturii 261
ANEXA 12: Factorii repartiției sarcinii între dinți, $K_{H\alpha}$ și $K_{F\alpha}$ 269
ANEXA 13: Factorul de influență global al zonei de contact $Z = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta$ 270
ANEXA 14: Valorile standardizate ale modulului, raportului de transmitere și distanței dintre axe la angrenaje 272
ANEXA 15: Factorul de formă al dintelui, Y_{Fa} 273
ANEXA 16: Factorul de formă global: $Y = Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta$ și factorii Y_{sa} și Y_ε pentru calculul solicitărilor de încovoiere ale dinților 279
ANEXA 17: Repartiția sumei deplasărilor de profil x_s pe pinion (x_1) și pe roată (x_2) la angrenajul cilindric exterior 280
ANEXA 18: Limitări ale alegerii numerelor de dinți și delasărilor de profil la angrenajele interioare 281
ANEXA 19: Factorul de influență global asupra tensiunilor admisibile de contact: Z_σ Factorii Z_L, Z_V, Z_R, Z_W, Z_X, Z_N și Z_{Nst} 282
ANEXA 20: Factorul de influență global asupra tensiunilor admisibile de încovoiere: $Y_\sigma = Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_X$ precum și $Y_{\delta st}$, Y_N, Y_{Nst} 284
ANEXA 21: Nomograme pentru optimizarea factorilor care intervin în calculul de rezistență la contact a angrenajelor paralele cilindrice exterioare 288
ANEXA 22: Exemplificarea realizării unui desen de execuție al unei roți dințate cilindrice drepte (exterioare), tabelul cu caracteristici pentru dantura înclinată și desenul unei roți conice 290
ANEXA 23: Valorile funcțiilor trigonometrice $cos\ \alpha$ și $tg\ \alpha$ și ale $inv\ \alpha$ pentru $\alpha = 20^0 \ldots 30^0$ 293

ANEXA 1M: Materiale recomandate pentru roți melcate cilindrice și caracteristicile lor mecanice 298
ANEXA 2M: Tensiuni de contact admisibile de bază și tensiuni de încovoiere admisibile de bază 300

Scanned with OKEN Scanner

ANEXA 3M: Relaţii empirice şi date pentru tensiunile de contact admisibile la gripare 303
ANEXA 4M: Curbele de oboseală şi caracteristicile mecanice la solicitările de contact şi de încovoiere ale materialelor danturilor roţilor melcate 307
ANEXA 5M: Factorul de serviciu K_A 308
ANEXA 6M: Factorul de influenţă a treptei de precizie a angrenajului, K_T 309
ANEXA 7M: Factorul dinamic, K_v 309
ANEXA 8M: Factorul repartiţiei sarcinii pe lăţimea danturii, $K_{F\beta}$ şi $K_{H\beta}$ 310
ANEXA 9M: Factorii de influenţă Y_F, Y_N, Y_R, Y_x, Z_N, Z_L, Z_R, Z_v, Z_x, în calculul solicitărilor dinţilor roţii melcate 312
ANEXA 10M: Valori pentru E_1, E_2, Z_E 313
ANEXA 11M: Valori ale factorilor Z_H şi Z_ε 314
ANEXA 12M: Valori ale coeficientului şi unghiului de frecare φ la angrenajele melcate cilindrice 315
ANEXA 13M: Relaţii constructive pentru coroana roţii melcate 316
ANEXA 14M: Lungimile minime ale melcilor cilindrici 316
ANEXA 15M: Desenul de execuţie al unui melc cilindric (cf. STAS 5013-82) 317
ANEXA 16M: Desenul de execuţie al unei roţi melcate (cf. STAS 5013-82) 318
ANEXA 17M: Modulii, coeficienţii diametrali, modul de notare al melcului de referinţă şi distanţa dintre axe 319

BIBLIOGRAFIE 321

Scanned with OKEN Scanner

1.ANGRENAJE. CONSIDERAŢII GENERALE

1.1. CARACTERIZAREA ANGRENAJELOR

Angrenajele sunt transmisii mecanice directe (fără organe intermediare), forţate (nu au alunecări relative), având în general, raportul de transmitere constant.

Angrenajul este un mecanism compus din cel puţin două organe de maşini dinţate (roţi dinţate, cremaliere, melci, roţi melcate etc.), mobile fiecare în jurul unei axe (cele două axe având poziţia relativă invariabilă), unul dintre aceste organe de maşini antrenându-l pe celălalt, prin acţiunea dinţilor aflaţi în mod continuu şi succesiv în contact (periferia roţilor dinţate fiind prevăzută cu dinţi şi goluri de formă determinată, conjugată, cu distribuţie uniformă).

Continuitatea şi succesivitatea contactului dintre dinţi constituie cerinţa principală a angrenării, care se asigură prin intrarea în angrenare a unei perechi de dinţi înainte de ieşirea din angrenare a perechii anterioare de dinţi.

Angrenajele sunt deosebit de mult folosite în construcţia de maşini datorită avantajelor esenţiale pe care le prezintă în comparaţie cu alte tipuri de transmisii, avantaje dintre care pot fi enumerate următoarele:

1) randament cu valori ridicate;

2) dimensiuni reduse;

3) siguranţă în exploatare;

4) raport de transmitere determinat, constant sau variabil după o anumită lege în timp;

5) dimensiuni proporţionale cu ale maşinii acţionate, putând fi folosite la transmisii cinematice (ceasornice) ca şi la transmisii cu puteri foarte mari, de zeci de mii de kW, cu viteze foarte diferite;

Scanned with OKEN Scanner

6) fiabilitate ridicată;

7) direcţia axelor motoare şi antrenate poate fi oricare.

Transmisiile prin roţi dinţate sunt cunoscute încă din antichitate, dar primele cercetări teoretice asupra geometriei lor apar abia în a doua jumătate a secolului al XVII-lea, iar primele maşini pentru prelucrarea roţilor dinţate în secolul al XIX-lea, angrenajele constituind şi în prezent obiectul unor cercetări ştiinţifice de o deosebită amploare.

Angrenajele prezintă şi câteva dezavantaje, legate de costul ridicat de execuţie pe maşini şi cu scule speciale de danturat, de necesitatea unui control cu aparate speciale, de prelucrarea deosebit de precisă a arborilor şi lăcaşurilor din carcase în care se montează, la execuţii necorespunzătoare şi viteze mari funcţionând cu zgomot, cu vibraţii.

1.2. CLASIFICAREA ANGRENAJELOR

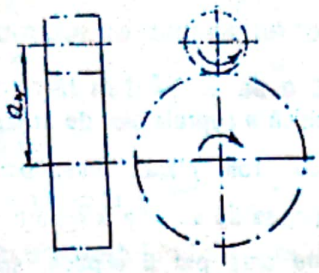
Tipurile de bază de angrenaje sunt caracterizate prin poziţia relativă a arborilor între care se face transmiterea mişcării, fiecare din aceste tipuri putând fi realizat cu danturi de diferite forme, aşa cum rezultă din fig.1.2.1.

Angrenajele paralele (cu axe paralele) pot fi realizate cu roţi dinţate cilindrice (cu dantură dreaptă, înclinată, în V, în W etc.) aflate în agrenare exterioară sau interioară; cu roţi dinţate cilindrice cu deplasare de profil variabilă (roţi asemănătoare cuţitelor-roată de mortezat); cu roţi necilindrice.

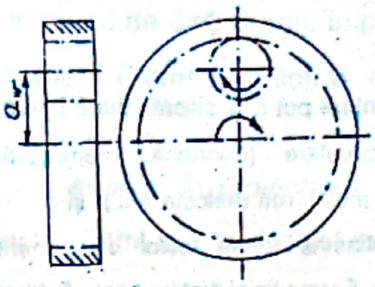
Angrenajele concurente pot fi realizate cu roţi dinţate conice (cu dantură dreaptă, înclinată sau curbilinie) sau cu o roată dinţată conică şi una cilindrică (angrenaje concurente mixte).

Angrenajele încrucişate pot fi realizate cu două roţi dinţate cilindrice cu dinţi înclinaţi (denumite impropriu "angrenaje elicoidale"), cu un melc şi o roată melcată (angrenaje melcate) sau cu roţi conice.

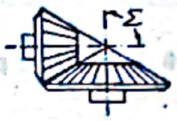
Scanned with OKEN Scanner



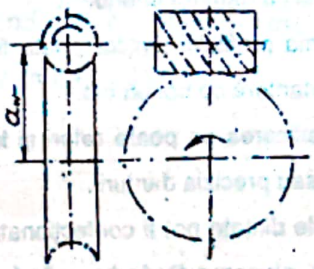
a) Angrenaj paralel cilindric (angrenare exterioară)



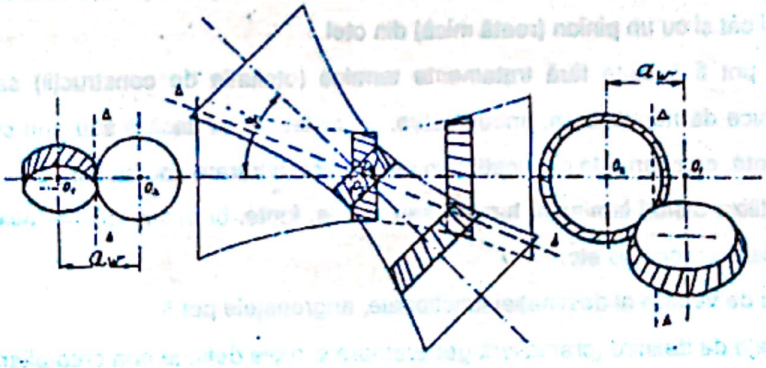
b) Angrenaj paralel cilindric (angrenare interioară)



c) Angrenaj concurent conic



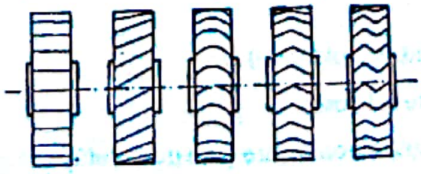
d) Angrenaj melcat-cu axe încrucișate



e) Angrenaj elicoidal (cu axe încrucișate)

f) Modul de realizare a angrenajelor hiperboloidale

g) Angrenaj hipoid



h) Roți dințate cilindrice: cu dinți drepți; cu dinți înclinați; cu dinți curbi; cu dinți în V; cu dinți în W

Roţile dinţate pot fi clasificate după forma geometrică a suprafeţelor de divizare în roţi dinţate circulare (cilindrice, cremalieră, conice, roţi plane, pseudoconice, hiperboloidale, melci, roţi melcate etc.), şi necirculare (legea de variaţie a raportului de transmitere defineşte forma roţilor componente, forme care pot fi eliptice, spirale, parabolice etc.). Forma liniei dinţilor poate fi dreaptă, înclinată simplu sau multiplu, curbă.

După poziţia danturii faţă de corpul roţii se deosebesc roţi dinţate cu dantură exterioară şi cu dantură interioară.

Forma profilului dinţilor poate fi evolventică, cicloidală, în arc de cerc (Novikov), octoidală, dantură cu bolţuri etc.

Clasificarea se poate referi şi la alte criterii, cum ar fi de exemplu procedeul de danturare sau precizia danturii.

Roţile dinţate pot fi confecţionate dintr-o mare varietate de materiale metalice sau nemetalice, alegerea făcându-se în funcţie de condiţiile de exploatare a maşinii în care intră angrenajul respectiv. Pentru sarcini mici se folosesc şi materiale nemetalice ca bachelita, textolitul, lignofolul, unele poliamide sau policarbonaţi, atât pentru ambele roţi ale angrenajului cât şi cu un pinion (roată mică) din oţel.

Oţelurile pot fi folosite fără tratamente termice (oţelurile de construcţii) sau cu tratamente termice de normalizare, îmbunătăţire, călire totală, cu flacără sau prin curenţi de înaltă frecvenţă, cu suprafaţa durificată prin cementare, nitrurare sau cianurare.

Se pot utiliza oţeluri laminate, turnate sau forjate, fonte, bronzuri, alame, aliaje de aluminiu, materiale sinterizate etc.

Din punct de vedere al destinaţiei funcţionale, angrenajele pot fi:

– angrenaje de definire (cremaliera generatoare şi roţile definite prin cremaliera de referinţă conjugată; roata plană generatoare şi roţile dinţate conice definite prin roata plană de referinţă conjugată; melcul generator, melcul de referinţă şi roata melcată definită);

– angrenaje funcţionale (pentru exploatare);

– angrenaje pentru măsurare (etalon);

– angrenaje tehnologice (scula şi roata care este danturată).

Din punct de vedere al raportului de transmitere, angrenajele pot fi: angrenaje reductoare ($i_{12} \geq 1$) şi angrenaje multiplicatoare ($i_{12} = z_2/z_1 < 1$). Dimensiunile angrenajelor sunt de obicei exprimate în mm, dar în ţările în care unitatea de lungime este ţolul (1 ţol =

Scanned with OKEN Scanner

25,4 mm), pasul danturii este exprimat în acest mod. Astfel, o roată dințată cu Circular Pitch (pasul) 3/8, are pasul de 9,52 mm. În locul modulului care este exprimat în mm, se utilizează inversul modulului (exprimat în țoli) și care poartă denumirea de "Diametral Pitch", adică numărul de dinți pe un țol, sau numărul de dinți ai roții împărțit la diametrul de divizare exprimat în țoli. Astfel, o dantură având Diametral Pitch 8, corespunde unui modul de 3,175 mm.

Având în vedere mulțimea factorilor care intervin în proiectarea angrenajelor de diverse tipuri, în prezentul îndrumător de proiectare sunt tratate distinct problemele privind angrenajele paralele cilindrice evolventice cu dantura dreaptă (exterioare, interioare și cu cremalieră); angrenajele paralele cilindrice evolventice cu dantura înclinată; angrenajele concurente conice octoidale; angrenajele melcate cilindrice. Notațiile și relațiile de calcul sunt conform standardelor în vigoare și vor fi precizate în capitolul respectiv.

Scanned with OKEN Scanner

2. ANGRENAJE PARALELE CILINDRICE EVOLVENTICE CU DANTURĂ DREAPTĂ

2.1. GEOMETRIA ANGRENAJELOR PARALELE CILINDRICE EVOLVENTICE CU DANTURĂ DREAPTĂ

2.1.1. Notații (conform STAS 12222-84 și 12224-84):

Simbol	Denumirea elementului
a	Distanța între axe de referință
a_0	Distanța între axe de referință a angrenajului tehnologic (pinion/cuțit-roată sau roată/cuțit-pinion)
a_w (a_{w01}, a_{w02})	Distanța între axe (a angrenajului) Distanța între axe a angrenajului tehnologic (pinion/cuțit-roată – indice: w01; roată/cuțit-roată – indice: w02)
c	Jocul de referință la cap
c^*	Coeficientul jocului de referință la capul dintelui
c_1, c_2	Jocul la capul dintelui (pinionului (1) sau al roții (2))
$d(d_1, d_2)$	Diametrul de divizare (1-al pinionului; 2-al roții)
d_0	Diametrul de divizare al cuțitului - roată
d_a	Diametrul de cap (de referință)
d_{a0}	Diametrul de cap al cuțitului - roată
d_{asc}	Diametrul de cap scurtat
d_b	Diametrul de bază
d_{b0}	Diametrul de bază al cuțitului - roată
d_{bF}	Diametrul cilindrului (cercului) de bază al flancării
d_f	Diametrul de picior
d_{fef}	Diametrul de picior efectiv realizat
d_F	Diametrul cilindrului (cercului) de începere a flancării
d_{I1}	Diametrul cilindrului începuturilor profilelor evolventice la pinion (1)
d'_R	Diametrul preliminar al rolelor (pentru măsurarea lungimii (cotei) peste/între role)
d_R	Diametrul adoptat al rolelor (pentru măsurarea lungimii (cotei) peste/între role)
d_s	Diametrul cilindrului (cercului) trecând prin punctele terminale ale subtăierii de tip CAP.D-.R2/PIC.D-CR (la danturi interioare)
d_{V1}	Diametrul vârfurilor ascuțite (la pinion)

Scanned with OKEN Scanner

(continuare)

Simbol	Denumirea elementului
d_w	Diametrul de rostogolire
d_y	Diametrul unui cilindru oarecare
e	Arcul de divizare al golului
e_a	Arcul de cap al golului
e_b	Arcul de bază al golului
e_y	Arcul golului pe un cilindru oarecare (de diametru d_y)
$-E_{ci}$	Abaterea inferioară a corzii constante
$-E_{cs}$	Abaterea superioară a corzii constante
$-E_{Mi1}$ $\mp E_{Mi2}$	Abaterea inferioară a lungimii (cotei) peste/între role (1-la pinion; 2-la roată)
$-E_{ms1}$ $\mp E_{Ms2}$	Abaterea superioară a lungimii (cotei) peste/între role (1-la pinion; 2-la roată)
$-E_{wi1}$ $\mp E_{Wi2}$	Abaterea inferioară a lungimii (cotei) peste dinți/goluri (1-la pinion; 2-la roată)
$\mp E_{Wmi2}$	Abaterea inferioară a lungimii (cotei) medii peste goluri (la roara (2))
$-E_{Wms1}$	Abaterea superioară a lungimii (cotei) medii peste dinți (la pinion (1))
$-E_{ws1}$ $\mp E_{Ws2}$	Abaterea superioară a lungimii (cotei) peste dinți/goluri (1-la pinion; 2- la roată)
$\pm f_a$	Abaterile limită ale distanței între axe
F_r	Toleranța bătăii radiale a danturii
h	Înălțimea de referință a dintelui
h_a^*	Coeficientul capului de referință
h_{a0}^*	Coeficientul capului dintelui cuțitului-roată
h_{aF}^*	Coeficientul înălțimii flancate a capului dintelui
$\bar{h}_c$	Înălțimea la coarda constantă
h_{f0}^*	Coeficientul piciorului dintelui cuțitului-roată
h_{sc}	Înălțimea dintelui scurtat
$h_s(h_{s2})$	Înălțimea de subtăiere a flancurilor de cap de roată (2)
$\bar{h}_y$	Înălțimea la coarda dintelui pe un cilindru oarecare (de diametru d_y)
i_{12}	Raportul de transmitere (de la pinion (1) la roată (2))
$inv\alpha$	Involuta unghiului α
$inv\alpha_R$	Involuta unghiului α_R
$inv\alpha_V$	Involuta unghiului α_V
$inv\alpha_w$	Involuta unghiului α_w
$inv\alpha_{w0}$	Involuta unghiului α_{w0}
m	Modulul
m_0	Modulul cuțitului - roată
M_R	Lungimea (cota) peste/între role
$n', n_1, \ldots, n_4$	Mărimi auxiliare
N'	Numărul teoretic de dinți pentru măsurarea lungimii (cotei) peste dinți/goluri
N	Numărul real de dinți pentru măsurarea lungimii (cotei) peste dinți/goluri

Scanned with OKEN Scanner

(continuare)

Simbol	Denumirea elementului
p	Pasul (de divizare)
p_b	Pasul de bază
p_w	Pasul de rostogolire
p_y	Pasul pe un cilindru oarecare (de diametru d_y)
r_R	Raza cercului pe care sunt situate centrele rolelor la măsurarea lungimii (cotei) peste/între role)
s	Arcul de divizare al dintelui
s_a	Arcul de cap al dintelui
s_b	Arcul de bază al dintelui
s_c	Coarda constantă a dintelui
s_y	Arcul dintelui pe un cilindru oarecare (de diametru d_y)
s_y	Coarda dintelui pe un cilindru oarecare (de diametru d_y)
T_c	Toleranța grosimii dintelui pe coarda constantă
T_M	Toleranța lungimii (cotei) peste/între role
T_W	Toleranța lungimii (cotei) peste dinți/goluri
T_{Wm}	Toleranța lungimii (cotei) medii peste dinți/goluri
TAJ	Tipul ajustajului
TJF	Tipul toleranței jocului între flancuri
TPC	Treapta de precizie cinematică
TPL	Treapta de precizie după criteriul funcționării line
TPK	Treapta de precizie după criteriul contactului dintre dinți
W_N	Lungimea (cota) peste N dinți/goluri
W_{N+1}, W_{N-1}	Lungimea (cota) peste (N+1) respectiv peste (N-1) dinți/goluri
$x(x_1, x_2)$	Coeficientul de deplasare a profilului (1-la pinion; 2-la roată)
x_0	Coeficientul de deplasare a profilului la cuțitul-roată
x_d	Coeficientul diferenței deplasărilor de profil (al angrenajului interior)
x_{d0} (x_{d02})	Coeficientul diferenței deplasărilor de profil al angrenajului tehnologic interior (roată/cuțit-roată – indice: d02)
x_{min1}	Coeficientul minim de deplasare a profilului la limita subtăierii dinților pinionului (1), în cazul danturării cu cuțit-pieptăne sau freză-melc
x_s	Coeficientul deplasărilor de profil însumate (la angrenajul exterior)
x_{s0}	Coeficientul deplasărilor de profil însumate la angrenajul tehnologic exterior, în cazul danturării cu cuțit-roată
y	Coeficientul de modificare a distanței dintre axe
$z(z_1, z_2)$	Numărul de dinți (1-la pinion; 2-la roată)_
z_0	Numărul de dinți ai cuțitului-roată
z_{min1}	Numărul minim de dinți la limita subtăierii dinților pinionului (1), în cazul danturării cu cuțit-pieptăne sau freză-melc
z_{min0}	Numărul minim de dinți la limita subtăierii dinților, în cazul danturării cu cuțit -roată
α	Unghiul de presiune de referință
α_0	Unghiul de presiune de referință al cuțitului-roată

Scanned with OKEN Scanner

(continuare)

Simbol	Denumirea elementului
α_a (sau α_{ak})	Unghiul de presiune la capul dintelui (sau pe muchiile longitudinale de teşire)
α_{a0} (sau α_{ak0})	Unghiul de presiune la capul dintelui cuţitului-roată (sau pe muchiile longitudinale de teşire)
α_F	Unghiul de presiune în punctul iniţial de flancare (pe profilul de bază)
α_{Fa}	Unghiul de presiune de flancare a capului dintelui profilului de referinţă
α_R	Unghiul de presiune al centrelor rolelor (la măsurarea lungimii (cotei) peste/între dinţi
α_V	Unghiul de presiune pe cilindrul vârfurilor ascuţite
α_w	Unghiul de angrenare (unghiul de presiune pe cilindrii de rostogolire ai roţilor în angrenare)
α_{w0}	Unghiul de angrenare al angrenajului tehnologic roată/cuţit-roată
α_{WN}	Unghiul de presiune pe cilindrul de diametru $d + 2 \cdot x \cdot m$ (folosit la măsurarea lungimii (cotei) peste dinţi/goluri
α_y	Unghiul de presiune pe un cilindru oarecare (de diametru d_y)
Δ_{aF}	Adâncimea de flancare a capului dintelui
Δ_{aF}^*	Coeficientul adâncimii de flancare a capului dintelui
Δ_{sc}	Coeficientul de scurtare a capului dintelui
Δy	Coeficientul de micşorare a jocului la cap
ε (sau ε_α)	Gradul de acoperire (al profilului)
ε_F (sau $\varepsilon_{\alpha F}$)	Gradul de acoperire parţial al profilelor de bază (la danturi cu flancare de cap)
ζ_a	Alunecarea relativă la capul dintelui
ζ_I	Alunecarea relativă la piciorul dintelui
χ_{12}	Parametrul auxiliar de calcul
λ_N	Parametrul criterial al interferenţei de tip CAP.D-R2/CAP.D-CR/AVANS RADIAL
$\mu, \mu', \mu_1, .. \mu_4$	Unghi auxiliar
$\nu, \nu', \nu_1, .. \nu_4$	Parametru criterial al interferenţei de tip CAP.D-R1/CAP.D.R2 respectiv de tip CAP.D-R1/CAP.D-R2/MONTAJ RADIAL
ρ_a (sau ρ_{ak})	Raza de curbură a profilului la capul dintelui (sau pe muchiile longitudinale de teşire)
ρ_A (ρ_{A1}, ρ_{A2})	Raza de curbură a profilului în punctele de intrare în angrenare (1-la pinion; 2-la roată)
ρ_E (ρ_{E1}, ρ_{E2})	Raza de curbură a profilului în punctele de ieşire în angrenare (1-la pinion; 2-la roată)
ρ_I ρ_{I1}, ρ_{I2}	Raza de curbură a profilului în punctele de intrare în / de ieşire din angrenare la piciorul dintelui (1-la pinion; 2-la roată)
ρ_F	Raza de curbură a profilului de bază în punctul iniţial (de început) al flancării

Scanned with OKEN Scanner

(continuare)

Simbol	Denumirea elementului
ρ_f (ρ_{f1}, ρ_{f2})	Raza de curbură a profilului pe flancul de picior în punctul limită (de început al profilelor evolventice) (1-la pinion; 2-la roată)
ρ_{f20}	Raza de curbură a profilului dintelui roții cu dantură interioară (2) pe flancul de picior, în punctul limită (de început al profilelor evolventice) în cazul prelucrării danturii cu cuțit-roată
ρ_R	Raza de curbură a profilului în punctele de contact cu rolele (la măsurarea lungimii (cotei) peste/între role)
ρ_s	Raza de curbură a profilului în punctele care definesc coarda constantă
ρ_{WN}	Raza de curbură a profilelor antiomoloage în punctele simetrice ale lungimii (cotei) peste dinți/goluri
ρ_y	Raza de curbură a profilului pe un cilindru oarecare (de diametru d_y)
σ_0	Multiplul pasului unghiular al cuțitului-roată (0)
σ_2	Multiplul pasului unghiular al roții (2)
τ_0	Pasul unghiular al cuțitului-roată (0)
τ_2	Pasului unghiular al roții (2)
ψ_a (ψ_{a1} ψ_{a2})	Semiunghiul arcului de cap al dintelui (1-la pinion; 2-la roată)
ψ_{a0}	Semiunghiul arcului de cap al dintelui cuțitului-roată
ψ_y	Semiunghiul arcului dintelui pe un cilindru oarecare (de diametru d_y)

2.1.2. Elemente generale de bază

Raportul dintre vitezele unghiulare sau dintre turațiile celor două roți se numeste raport de angrenare, iar dacă este orientat în sensul transmiterii mișcării, adică de la roata conducătoare la cea condusă, se numește raport de transmitere:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

Dacă valoarea sa este supraunitară, angrenajul se numește reductor (sau demultiplicator); dacă valoarea sa este subunitară, angrenajul se numește multiplicator.

Din egalarea expresiilor vitezelor tangențiale pe cercurile de rostogolire, rezultă (pentru angrenajul reductor, la care indicele 1 a fost asociat roții mici, pinion):

$$i_{12} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}}$$

Legea fundamentală a angrenării, denumită și "teorema lui Willis" arată că: pentru ca angrenarea să fie posibilă și să se realizeze cu un raport de transmitere constant, profilele dinților trebuie astfel construite încât în timpul angrenării normala lor

Scanned with OKEN Scanner

comună în punctele succesive de contact să treacă printr-un punct fix, C, numit polul angrenării, care împarte distanţă axială O_1O_2 în segmente invers proporţionale cu vitezele unghiulare ale roţilor. Se pot evidenţia, de asemeni, şi o serie de observaţii:

1. Dacă cele două curbe care se rostogolesc una peste cealaltă fără alunecare nu sunt cercuri (aşa cum se întâmplă la angrenajele eliptice), polul angrenării se deplasează pe linia centrelor, raportul de transmitere fiind variabil în timpul angrenării.

2. Deoarece componentele tangenţiale ale vitezelor nu sunt egale, rezultă că alunecarea relativă a dinţilor este inevitabilă (în afara polului angrenării), mişcarea fiind o rostogolire cu alunecare.

3. Vitezele de alunecare sunt direct proporţionale cu distanţa de la punctul de contact la polul angrenării. Alunecarea produce uzarea flancurilor şi pierderi de lucru mecanic prin frecare. Ea poate fi micşorată prin adoptarea unor dinţi cu module (dimensiuni) mici şi prin alegerea unor deplasări de profil corespunzătoare.

4. Profilele dinţilor care satisfac legea fundamentală a angrenării sunt curbe conjugate. În practică, se utilizează evolventa cercului şi, mai rar, curbele cicloidale.

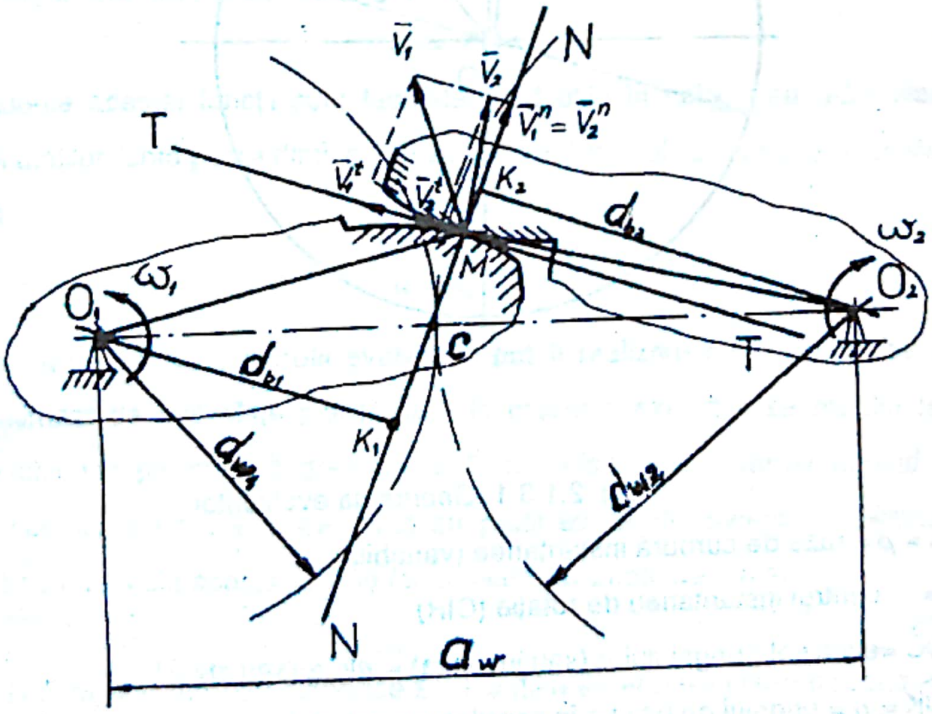


Fig.2.1.2.1. Viteza de alunecare ($v_{al} = v_1^t - v_2^t$)

Scanned with OKEN Scanner

2.1.3. Geometria evolventei

Evolventa cercului reprezintă traiectoria descrisă de orice punct M al unei tangente (Δ) la cerc, care se rostogolește fără alunecare pe acest cerc (numit cerc de bază, de rază $\frac{d_b}{2}$).

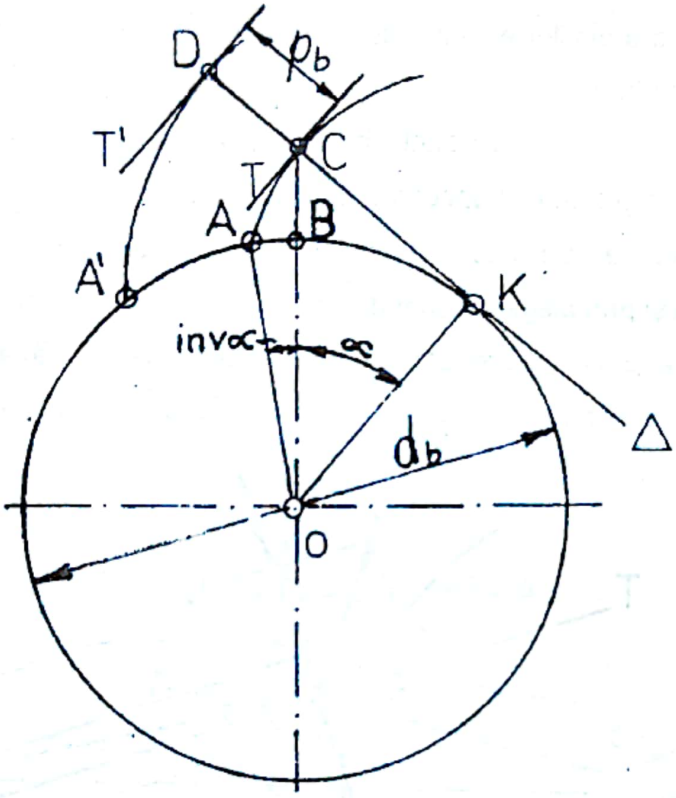


Fig. 2.1.3.1. Geometria evolventei

CK = ρ = raza de curbură instantanee (variabilă)

K = centrul instantaneu de rotație (CIR)

$\widehat{AOC}$ =evolventa unghiului α (sau involuta) = *ev* α *(sau inv* α*)*

$\widehat{COK}$ = α = unghiul de poziție în coordonate polare (pentru angrenaje, dacă punctul C coincide cu polul angrenării se numește unghi de angrenare sau unghi de presiune)

Scanned with OKEN Scanner

Considerând două evolvente paralele ($\overset{\frown}{AC}$ şi $\overset{\frown}{AD}$, care pot reprezenta flancurile a doi dinţi consecutivi) descrise de două puncte (C şi D) ale dreptei Δ; distanţate cu o mărime p_b (pasul danturii măsurat pe cercul de bază) se observă (din condiţia de rostogolire fără alunecare a dreptei Δ) că:

$$\overset{\frown}{A'A} = CD = p_b$$

cu alte cuvinte, măsurarea unui arc situat pe cercul de bază poate fi înlocuită cu măsurarea unui segment situat pe direcţia normalei comune a profilelor (între punctele de tangenţă ale profilelor cu instrumentul de măsură, C şi D).

Din aceiaşi condiţie de rostogolire fără alunecare a dreptei pe cercul de bază, rezultă şi egalitatea:

$$CK = \overset{\frown}{ABK} = \overset{\frown}{AB} + \overset{\frown}{BK} = \frac{d_b}{2}(inv\alpha + \alpha)$$

Din triunghiul COK:

$$CK = \frac{d_b}{2} tg\alpha$$

Comparând relaţiile de mai sus, rezultă:

$$inv\alpha = tg\alpha - \alpha$$

Valorile acestei funcţii sunt tabelate, fiind utile în calcularea mărimilor necesare măsurării dinţilor (cota peste dinţi, cota peste role). Unghiul α, în radiani, poate fi calculat cu relaţia:

$$\alpha = \alpha^0 \cdot \frac{\pi}{180^0}$$

Flancurile dinţilor cu profil evolventic pot fi realizate cu scule relativ simple, cu profilul delimitat de suprafeţe plane, care în procesul execuţiei se menţin tangente la profilul evolventic pe care îl generează. Caracteristicile evolventei depind numai de mărimea cercului de bază, orice roată cu profil evolventic având posibilitatea de a fi angrenată cu o alta din aceiaşi familie (cu aceiaşi parametri de bază).

2.1.4.Definirea danturilor cilindrice evolventice exterioare standardizate, drepte

Fiecare dantură cilindrică dreaptă evolventică standardizată se defineşte prin intermediul unui angrnaj de definire format dintr-o cremalieră generatoare (cu flancurile

Scanned with OKEN Scanner

construite din plăci plane paralele cu axa roţii ce urmează a fi definită) şi din roata care se defineşte.

Complementul cremalierei generatoare este cremeliera de referinţă. Ea este limita către care tind roţile sistemului definit de cremaliera generatoare aferentă, când numărul de dinţi (sau raza roţii) tinde către infinit.

Caracteristicile cremalierei de referinţă sunt date în STAS 821-82 (Fig.2.1.4.1.)

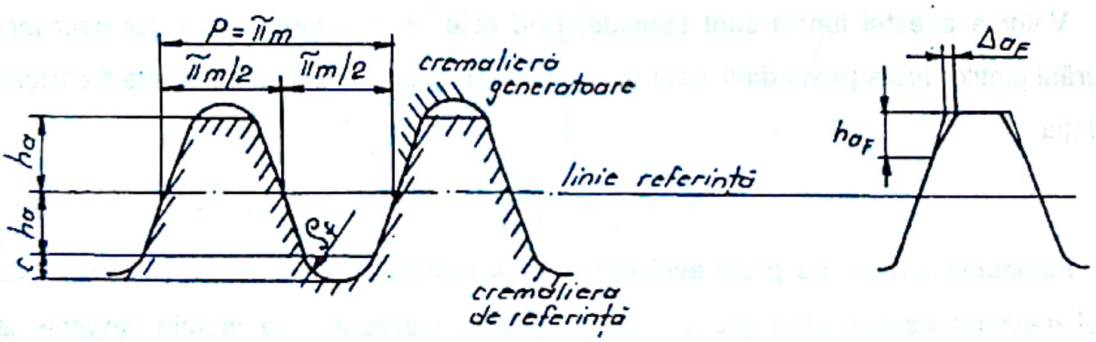
Pentru definirea geometrică univocă a oricărei danturi cilindrice sunt necesare şi suficiente următoarele date;

I. Parametrii (geometrici) definitorii ai formei şi dimensiunilor cremalierei de referinţă: α, h_a^*, c^*, m, $(h_{aF}^*, \Delta_{aF}^*, \rho_f^*)$

II. Parametrii definitorii ai condiţiilor cinematico-geometrice de angrenare: z, x

I. Profilul cremalierei de referinţă este un profil trapezoidal, cu flancurile rectilinii (riglate) înclinate cu unghiul α faţă de direcţia axei dintelui:

α = unghiul flancurilor dinţilor cremalierei de referinţă sau unghiul de referinţă



sau unghiul de presiune, valoarea sa standardizată este de 20^0.

Fig.2.1.4.1. Cremaliera de referinţă (roata cu $z = \infty$)

Elementele profilului sunt definite în raport cu linia dreaptă numită "linia de referinţă" pe care, în mod convenţional, golul dintre dinţi (e) este egal cu plinul dinţilor (s). Pasul pe această linie de referinţă:

$$p = s + e = 2s = 2e = \pi \cdot m \quad \text{unde:} \qquad (2.1.4.1)$$

m =modulul, mărime standardizată (STAS 822-82) care dă dimensiunea danturii

$$m = \frac{p}{\pi} \qquad (2.1.4.2)$$

Scanned with OKEN Scanner

h_a^* = coeficientul (înălțimii) capului de referință. Valoarea sa standardizată este 1,0;

c^* = coeficientul jocului de referință la capul dintelui. Valoarea sa standardizată este 0,25;

h_{aF}^* = coeficientul înălțimii flancate a capului dintelui. Se folosește numai la danturi flancate, valorile sale fiind mai mici de 0,45;

Δ_{aF}^* = coeficientul adâncimii de flancare a capului dintelui. Se folosește numai la danturi flancate, având valori între 0,005 și 0,02.

ρ_f^* = coeficientul razei de racordare de referință la piciorul dintelui. Valoarea standardizată este de 0,38. Notarea profilului de referință fără flancare și cu valorile indicate mai sus pentru coeficienți ($\alpha = 20^0$; $h_a^*=1,0$; $c^*=0,25$; $\rho_f^*=0,38$) se face prin simpla scriere a standardului:

Profil de referință STAS 821-82.

În cazul în care dantura este flancată și coeficientul razei de racordare la piciorul dintelui este diferit de 0,38, notarea se va face astfel:

Profil de referință $\rho_f^* = 0,3/F\ 0,02x0,45$ STAS 821-82

(pentru $\Delta_{aF}^* = 0,02$ și $h_{aF}^* = 0,45$).

Observație: În STAS 821-82, parametrii cremalierei de referință au și indicele zero "0", dar cum în STAS 12222 și 12224-84 același indice este utilizat și pentru parametrii cremalierei generatoare (ai sculei de danturat), s-a renunțat la el.

Dimensiunile profilului de referință sunt:

h_a = înălțimea capului de referință: $h_a = h_a^* \cdot m = 1 \cdot m$;

h = înălțimea dintelui de referință: $h = (2h_a^* + c^*) \cdot m = 2,25 \cdot m$;

ρ_f = raza de racordare de referință la piciorul dintelui: $\rho_f = \rho_f^* \cdot m = 0,38 \cdot m$;

c = jocul de refernță la picior (la cap): $c = c^* \cdot m = 0,25 \cdot m$;

Δ_{aF} = adâncimea de flancare a capului dintelui: $\Delta_{aF} = \Delta_{aF}^* \cdot m$;

h_{aF} = înălțimea flancată a capului dintelui: $h_{aF} = h_{aF}^* \cdot m$

II. Parametrii definitorii ai condițiilor cinematico-geometrice de angrenare.

(Elemente geometrice conform STAS 12222-84)

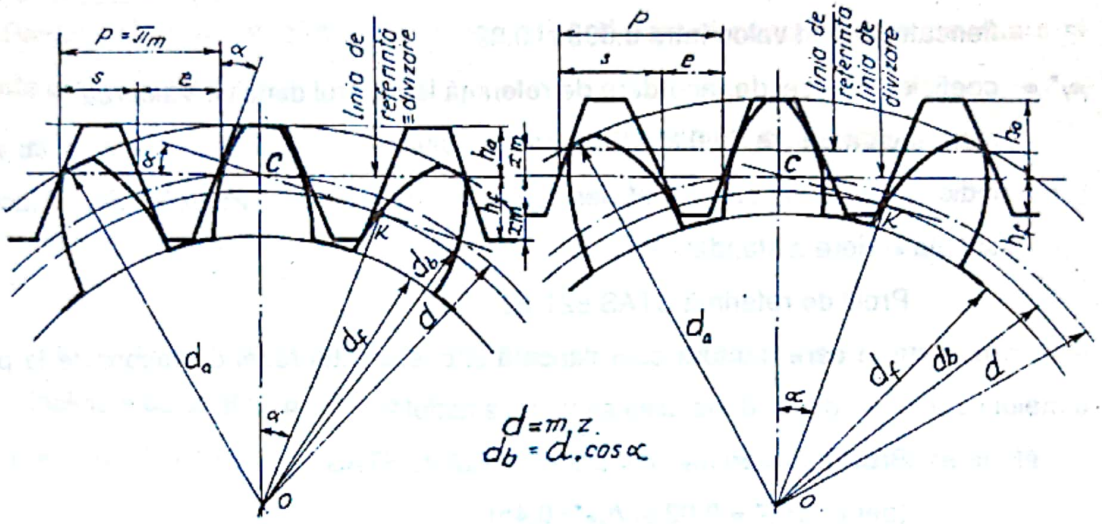
Pe lângă parametrii cremalierei de referință, intervin:

z = numărul de dinți ai roții;

x = deplasarea specifică de profil.

Scanned with OKEN Scanner

Se consideră o mişcare de rostogolire fără alunecare, dacă o anumită linie a cremalierei se rostogoleşte fără alunecare pe un anumit cerc al roţii (linia de angrenare pe cercul de bază, linia de divizare pe cercul de divizare) astfel încât segmentele definite pe aceste linii se vor reproduce pe cercurile corespunzătoare.



a) dantură zero b) dantură cu deplasare de profil

Fig.2.1.4.2. Definirea roţilor dinţate cilindrice evolventice cu dantură exterioară dreaptă

Danturile cu deplasare de profil – care oferă o serie de avantaje fără nici o complicaţie suplimentară – se obţin prin simpla modificare a poziţiei sculei de danturat faţă de roată, distanţarea dintre linia de referinţă şi linia de divizare a cremalierei generatoare fiind „$x \cdot m$" (Fig. 2.1.4.2. b), x fiind coeficientul deplasării de profil sau deplasarea specifică a profilului. (Roţile cu deplasare de profil au diametrele cercurilor de cap şi de picior modificate). Deplasarea de profil se consideră pozitivă dacă scula se îndepărtează de roată, deci cercurile de cap şi de picior se măresc, iar grosimea dintelui pe linia (sau cercul) de divizare (s) creşte. Principalele elemente geometrice ale danturilor roţilor dinţate cilindrice evolventice cu dantură dreaptă exterioară cu deplasare de profil sunt indicate mai jos (danturile „zero", fără deplasare de profil se obţin pentru $x = 0$):

s = arcul de divizare al dintelui: $$s = \pi \cdot \frac{m}{2} + 2 \cdot x \cdot m \cdot tg\alpha \qquad (2.1.4.3)$$

Scanned with OKEN Scanner

e = arcul de divizare al golului: $e = \pi \cdot \frac{m}{2} - 2 \cdot x \cdot m \cdot tg\alpha$ (2.1.4.4)

p = pasul pe cercul de divizare: $p = s + e = \pi \cdot$ (2.1.4.5)

p_b = pasul pe cercul de bază: $p_b = \pi \cdot m \cdot \cos\alpha$ (2.1.4.6)

h_a = înălțimea capului de divizare: $h_a = (h_a^* + x) \cdot m$ (2.1.4.7)

h_f = înălțimea piciorului de divizare: $h_f = (h_a^* + c^* - x) \cdot m$ (2.1.4.8)

h = înălțimea dintelui: (invariantă față de x) $h = h_a + h_f = (2h_a^* + c^*) \cdot m$ (2.1.4.9)

d = diametrul de divizare: (invariant față de x) $d = m \cdot z$ (2.1.4.10)

d_b = diametrul cercului de bază: (invariant față de x) $d_b = d \cdot \cos\alpha$ (2.1.4.11)

d_a = diametrul de cap: $d_a = d + 2 \cdot h_a = m \cdot (z + 2 \cdot h_a^* + 2 \cdot x)$ (2.1.4.12)

d_f = diametrul de picior: $d_f = d - 2\,h_f = m(z - 2h_a^* - 2c^* + 2x)$ (2.1.4.13)

2.1.5. Definirea și elementele geometrice ale danturilor cilindrice evoventice interioare standardizate, drepte (indice 2)

Parametri geometrici caracteristici danturilor și angrenajelor paralele cilindrice interioare, drepte, sunt precizați în STAS 12224-84. Danturile interioare se definesc în același mod ca și cele exterioare, prin intermediul cremalierei de referință (STAS 821-82), dar dintele corespunde golului dintre dinții danturii exterioare, flancurile dinților având formă concavă, iar diametrul cercului de cap (care este cel mai mic cerc al danturii interioare) trebuie să fie mai mare decât diametrul cercului de bază, așa cum se poate observa din Fig.2.1.5.1.

Scanned with OKEN Scanner

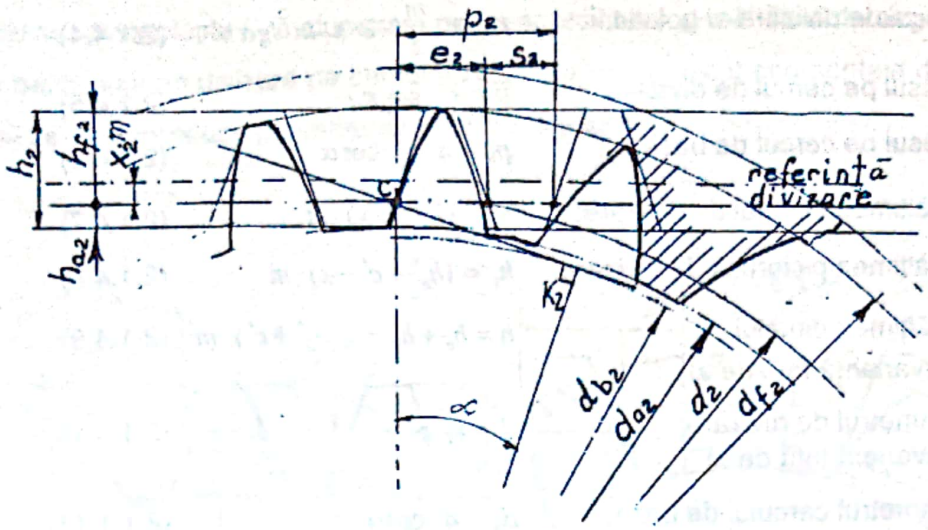


Fig.2.1.5.1. Elementele geometrice ale unei roți dințate cu dantura interioară și deplasare de profil pozitivă.

Deplasarea de profil este considerată pozitivă când dreapta de referință a cremalierei este exterioară cercului de divizare (având ca efect mărirea diametrelor de cap și de picior ale danturii).

h_{a2} = înălțimea capului dintelui: $h_{a2} = m \cdot (h_a^* - x_2)$

h_{f2} = înălțimea piciorului dintelui: $h_{f2} = m \cdot (h_a^* + c^* + x_2)$

d_2 = diametrul de divizare: $d_2 = m \cdot z_2$

d_{b2} = diametrul de bază: $d_{b2} = d_2 \cdot \cos\alpha$

d_{a2} = diametrul de cap: $d_{a2} = d_2 - 2 \cdot h_{a2} = d_2 - 2 \cdot (h_a^* - x_2) \cdot m$

d_{f2} = diametrul de picior: $d_{f2} = d_2 + 2 \cdot h_{f2} = d_2 + 2 \cdot (h_a^* + c^* + x_2) \cdot m$

h_2 = înălțimea dintelui: $h_2 = h = (2 \cdot h_a^* + c^*) \cdot m$

Pentru deplasări de profil pozitive grosimea dintelui scade, iar arcul golului dintre dinți crește (invers decât la danturile exterioare):

s_2 = arcul de divizare al dintelui: $s_2 = \frac{\pi \cdot m}{2} - 2 \cdot x_2 \cdot tg\alpha \cdot m$

e_2 = arcul de divizare al golului: $e_2 = \frac{\pi \cdot m}{2} + 2 \cdot x_2 \cdot tg\alpha \cdot m$

Scanned with OKEN Scanner

2.1.6. Arcul dintelui pe un cerc oarecare. Ascuţirea dintelui

Determinarea mărimii arcului şi coardei dintelui pe un cerc oarecare este necesară pentru stabilirea condiţiilor de evitare a ascuţirii dinţilor (fenomen care se poate produce la roţile cu numere mici de dinţi şi deplasări specifice de profil mari), fiind utilă şi pentru dimensiunile de măsurare ale dinţilor.

Pentru danturi exterioare se consideră s_y arcul dintelui pe cercul de diametrul d_y (Fig. 2.1.6.1.)

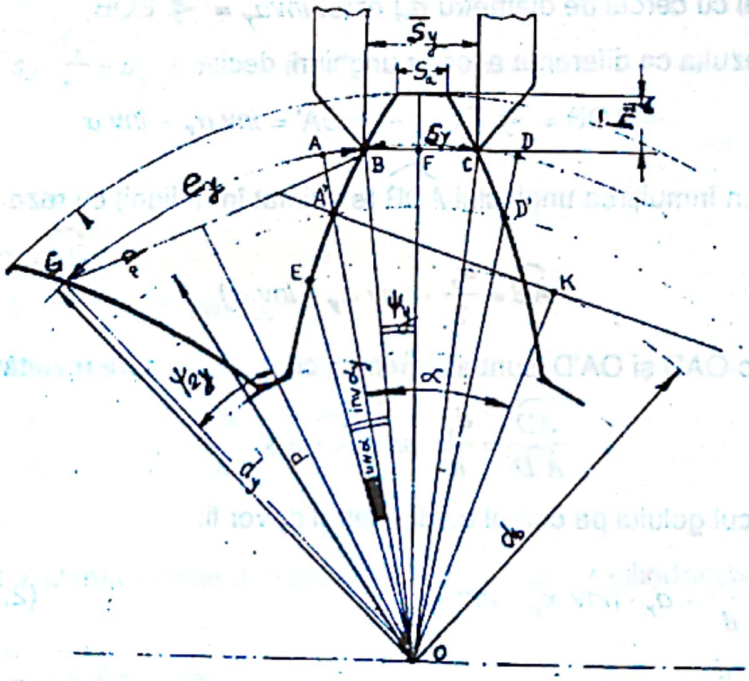


Fig. 2.1.6.1. Arcul dintelui pe un cerc oarecare pentru danturi exterioare

Arcul dintelui pe cercul de diametrul d_y este:

$$s_y = \overset{\frown}{BC} = \overset{\frown}{AD} - \overset{\frown}{AB} - \overset{\frown}{CD} = \overset{\frown}{AD} - 2 \cdot \overset{\frown}{AB} \text{ (deoarece } \overset{\frown}{AB} = \overset{\frown}{CD})$$

Fie punctul E intersecţia cercului de bază cu flancul dintelui cu profil evolventic; unghiul determinat de razele duse prin punctele E şi A' (A' se află la intersecţia profilului cu cercul de divizare) este *inv* α:

$$\overset{\frown}{EOA'} = inv\,\alpha$$

Scanned with OKEN Scanner

Arcul de cerc $\overset{\frown}{A'D'}$ este arcul dintelui pe cercul de divizare, conform relației (2.1.4.3.):

$$s = \overset{\frown}{A'D'} = \frac{\pi \cdot m}{2} + 2 \cdot x \cdot m \cdot tg\,\alpha$$

Arcul golului dintre dinți pe cercul de divizare (relația 2.1.4.4):

$$e = \frac{\pi \cdot m}{2} - 2 \cdot x \cdot m \cdot tg\,\alpha$$

(relații de calcul a grosimii și a golului dintelui cremalierei de referință pe linia de divizare, egalcu arcul dintelui și golului pe cercul de divizare).

Similar, unghiul determinat de razele duse prin punctele E și B (B se află la intersecția profilului cu cercul de diametru d_y) este: $inv\alpha_y = \sphericalangle EOB$

Unghiul AOB va rezulta ca diferența acestor unghiuri, deci:

$$\sphericalangle AOB = \sphericalangle EOB - \sphericalangle EOA' = inv\,\alpha_y - inv\,\alpha$$

Arcul AB rezultă din înmulțirea unghiului $\overset{\frown}{AOB}$ (exprimat în radiani) cu raza cercului $(\frac{d_y}{2})$:

$$\overset{\frown}{AB} = \frac{d_y}{2} \cdot (inv\,\alpha_y - inv\,\alpha)$$

Sectoarele de cerc OAD și OA'D' sunt asemenea, condiție din care rezultă:

$$\frac{\overset{\frown}{AD}}{\overset{\frown}{A'D'}} = \frac{d_y}{d} \quad sau \quad \overset{\frown}{AD} = s \cdot \frac{d_y}{d}$$

Arcul dintelui și arcul golului pe cercul cu diametrul d_y vor fi:

$$s_y = s \cdot \frac{d_y}{d} - d_y \cdot (inv\,\alpha_y - inv\,\alpha) \qquad (2.1.6.1)$$

$$e_y = e \cdot \frac{d_y}{d} + d_y \cdot (inv\,\alpha_y - inv\,\alpha) \qquad (2.1.6.2)$$

Unghiul la centru corespunzător acestui arc (pe cercul cu diametrul d_y):

$$2\psi_y = \frac{\frac{s_y}{d_y}}{2} = s \cdot \frac{2}{d} - 2 \cdot (inv\alpha_y - inv\alpha) \qquad (2.1.6.3)$$

Coarda (segmentul măsurat) va fi:

$$\bar{s}_y = \overset{\frown}{BC} = \frac{2 \cdot d_y}{2} \cdot \sin\left(\frac{2\psi_y}{2}\right) = d_y \cdot \sin\left(\frac{2\psi_y}{2}\right) \qquad (2.1.6.4)$$

Înălțimea la coarda BC (măsurată între tangenta la cercul exterior și coarda BC) va fi:

$$\bar{h}_y = \frac{d_a}{2} - \frac{d_y}{2} \cdot \cos\left(\frac{2\psi_y}{2}\right) \qquad (2.1.6.5)$$

Scanned with OKEN Scanner

Aceste elemente pot fi determinate cu ușurință prin măsurarea cu un șubler special care are două verniere situate pe direcții perpendiculare (așa cum se poate observa din fig. 2.1.6.1)

Condiția de evitare a ascuțirii dintelui se poate pune sub forma limitării valorii arcului dintelui măsurat pe cercul exterior, care, în cazul danturilor cu deplasări de profil pozitive, nu trebuie să scadă sub a cincea parte din valoarea modulului:

$$s_a = s\cdot\frac{d_a}{d} - d_a\cdot(inv\alpha_a - inv\alpha) \geq 0{,}2\cdot m \qquad (2.1.6.6)$$

La danturile interioare (pentru evitarea confuziilor, elementelor geometrice respective li s-a atribuit indicele "2") arcul dintelui, s_{2y} se va calcula cu relația:

$$s_{2y} = e_y = s_2\cdot\frac{d_y}{d_2} + d_y\cdot(inv\alpha_y - inv\alpha) \qquad (2.1.6.7)$$

Coarda dintelui:

$$\bar{s}_{2y} = d_y\cdot sin\psi_{2y} \qquad (2.1.6.8)$$

Înălțimea la coarda $\overset{\frown}{BG}$;

$$\bar{h}_{2y} = 0{,}5\cdot(d_{2y} - d_{a2})\cdot cos\psi_{2y} \qquad (2.1.6.9)$$

Condiția de evitare a ascuțirii dintelui roții 2 va fi:

$$s_{a2} = d_{a2}\cdot(\frac{s_2}{d_2} - inv\alpha + inv\alpha_{a2}) \geq 0{,}2\cdot m \qquad (2.1.6.10)$$

2.1.7 Dimensiunile de măsurare ale danturilor cilindrice evolventice

2.1.7.1. *Cota peste N dinți (sau peste N goluri)*

a. Cota (lungimea) peste N dinți (sau goluri, la danturile interioare), poate fi măsurată cu ușurință, cu instrumente de măsură obișnuite cum sunt șublerele, micrometrele, calibrele.

Numărul de dinți, N, peste care se măsoară această lungime trebuie astfel determinat încât dreapta care unește punctele de tangență ale flancurilor dinților cu brațele instrumentului de măsură să fie tangentă la cercul de bază, cu alte cuvinte să se suprapună peste dreapta generatoare a profilelor evolventice. În fig. 2.1.7.1 este schițat modul de determinare a cotei peste 3 dinți, care cuprinde "N – 1" pași de bază și un arc al dintelui măsurat pe cercul de bază.

Scanned with OKEN Scanner

Scanned with OKEN Scanner

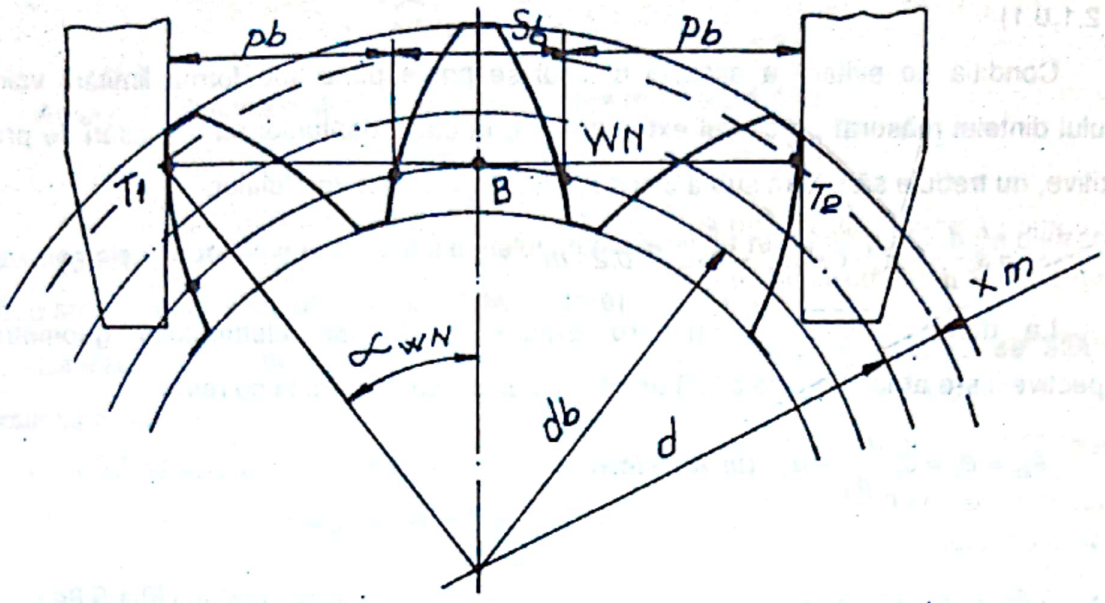


Fig. 2.1.7.1 Cota peste 3 dinți. (W_3)

$$W_N = (N-1)\cdot p_b + s_b$$

$$p_b = p\cdot\cos\alpha = \pi\cdot m\cdot\cos\alpha$$

$$s_b = \left(\frac{\pi\cdot m}{2} + 2\cdot x\cdot m\cdot tg\alpha\right)\cdot\frac{d_b}{d} - d_b\cdot(inv\alpha_b - inv\alpha)$$

dar $inv\,\alpha_b = 0$ și $\frac{d_b}{d} = \cos\alpha$

$$s_b = \left(\frac{\pi\cdot m}{2} + 2\cdot x\cdot m\cdot tg\alpha\right)\cdot\cos\alpha + m\cdot z\cdot\cos\alpha\cdot inv\alpha$$

$$W_N = m\cdot\cos\alpha\cdot[\pi\cdot(N-0{,}5) + 2\cdot x\cdot tg\alpha + z\cdot inv\alpha] \qquad (2.1.7.1.1)$$

Unghiul de presiune pe cilindrul de diametru = $d + 2\cdot x\cdot m$ pe care se preconizează plasarea punctelor de contact cu instrumentul de măsură (T_1 și T_2) va avea expresia:

$$\alpha_{WN} = \arccos\left(\frac{z\cdot\cos\alpha}{z+2\cdot x}\right) \qquad (2.1.7.1.2)$$

Dacă deplasarea de profil este nulă, punctele de tangență ale profilelor vor fi pe cercul de divizare, și se poate scrie relația:

$$(2\cdot N-1)\cdot\frac{p\cdot m}{2} = \frac{2\cdot\alpha^0\cdot\pi}{180^0}\cdot\frac{z\cdot m}{2} \qquad \text{sau} \qquad N \cong \frac{z}{9} + \frac{1}{2}$$

Relația completă pentru determinarea numărului de dinți, conform STAS 12222-84 și STAS 12224-84, tabelul 3 poz.3 este următoarea:

$$N = INTEGER\left\{\frac{z}{\pi}\cdot\left(tg\alpha_{WN} - \frac{2\cdot x\cdot tg\alpha}{z} - inv\alpha\right)+0{,}5\right\} \qquad (2.1.7.1.3)$$

Se observă că diferența dintre cotele peste dinți consecutivi este egală cu pasul de bază:

$$W_{N-1} = W_N - p_b \qquad (2.1.7.1.4)$$

La danturile interioare se măsoară lungimea (cota) peste goluri, formulele de calcul rămânând identice. Aceste valori nominale trebuie să fie însoțite și de abaterile admisibile (superioare și inferioare) determinate pe baza treptelor de precizie alese, cu ajutorul STAS 6273-81.

2.1.7.2 *Coarda constantă a dintelui și înălțimea la coarda constantă*

Distanța dintre punctele de tangență ale profilului dintelui cu profilul cremalierei de referință (sau generatoare) este o mărime care nu depinde de numărul de dinți ai roții. Fiind relativ ușor de determinat, este un parametru de control a danturii, deosebit de important, figurând și în tabelul cu caracteristici din desenul de execuție a roților dințate.

Aceste puncte de tangență se află la intersecția profilelor cu o perpendiculară dusă din punctul P (situat la intersecția liniei axiale a dintelui cu cercul de divizare) pe flancul dintelui cremalierei de referință, așa cum se observă din fig. 2.1.7.2.1.

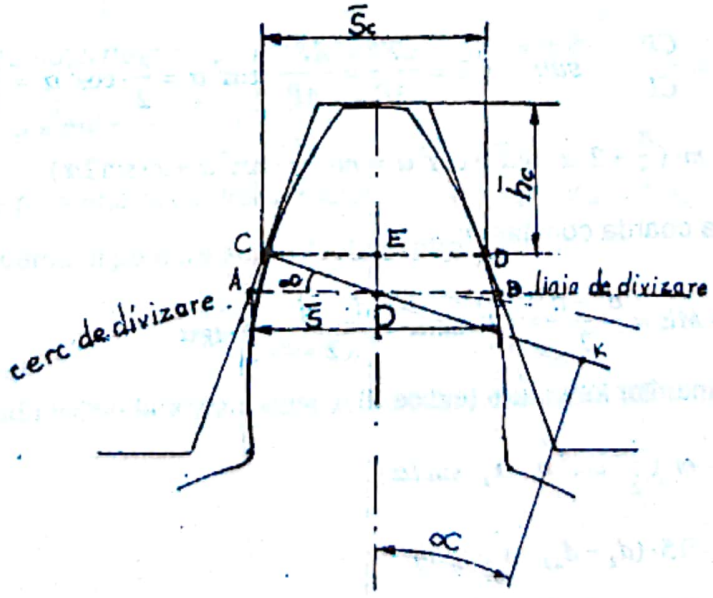


Fig. 2.1.7.2.1 Coarda constantă și înălțimea la coarda constantă pentru danturi exterioare

Scanned with OKEN Scanner

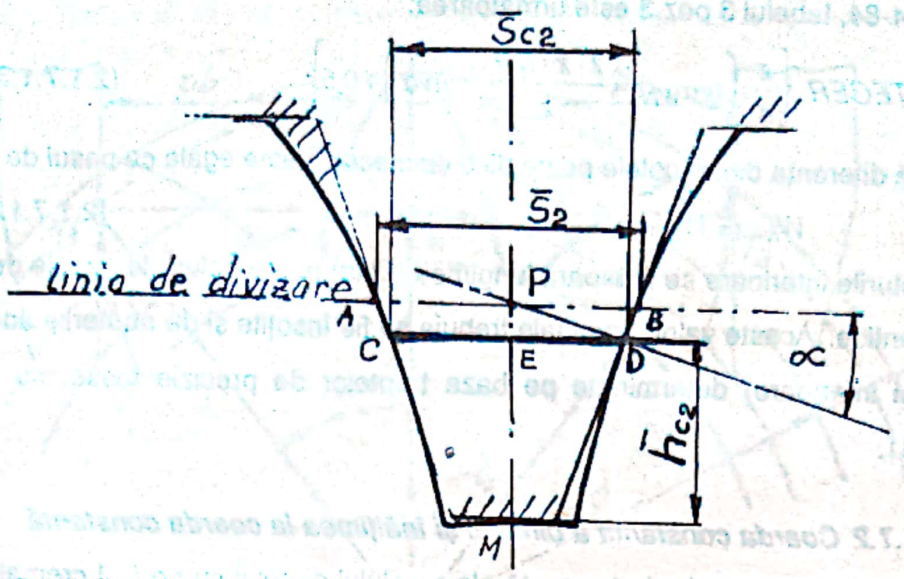


Fig. 2.1.7.2.2 Coarda constantă şi înălţimea la coarda constantă pentru danturi interioare

Coarda constantă este reprezentată în figură prin segmentul CD iar înălţimea la coarda constantă prin segmentul EM.

Segmentul AB (măsurat pe linia de divizare) are aceeaşi lungime ca şi arcul dintelui pe cercul de divizare: $AP = \frac{s}{2} = \frac{m}{2}\cdot\left(\frac{\pi}{2} + 2\cdot x\cdot tg\alpha\right)$

Din asemănarea triunghiurilor PCA şi PEC rezultă:

$$\frac{AP}{CP} = \frac{CP}{CE} \quad \text{sau} \quad CE = \frac{CP^2}{AP} = \frac{AP^2}{AP}\cdot\cos^2\alpha = \frac{s}{2}\cdot\cos^2\alpha = \frac{\bar{s}_c}{2}$$

$$\bar{s}_c = m\cdot\left(\frac{\pi}{2} + 2\cdot x\cdot tg\alpha\right)\cdot\cos^2\alpha = m\cdot\left(\frac{\pi}{2}\cdot\cos^2\alpha + x\cdot\sin 2\alpha\right) \qquad (2.1.7.2.1)$$

Înălţimea la coarda constantă:

$$\bar{h}_c = ME = \frac{d_a - d}{2} - CP\cdot\sin\alpha = \frac{d_a - d}{2} - \frac{\bar{s}_c}{2}\cdot tg\alpha \qquad (2.1.7.2.2)$$

În cazul danturilor interioare (indice 2)

$$\bar{s}_{c2} = m\cdot\left(\frac{\pi}{2}\cdot\cos^2\alpha - x_2\cdot\sin 2\alpha\right) \qquad (2.1.7.2.3)$$

$$\bar{h}_{c2} = 0{,}5\cdot\left(d_2 - d_{a2} - \bar{s}_{c2}\cdot tg\alpha\right) \qquad (2.1.7.2.4)$$

Pentru a se putea efectua măsurarea acestor cote, trebuie ca razele de curbură ale profilului în punctele care definesc coarda constantă să fie mai mari pentru roata 1, sau

Scanned with OKEN Scanner

mai mici pentru roata 2, decât raza de curbură a profilului în punctele de intrare/ieşire din angrenare, la piciorul dintelui.

2.1.7.3. *Lungimea (cota) peste bile, respectiv, între bile (pentru danturile interioare) sau role, pentru danturile drepte.*

Determinarea lungimii peste N dinţi nu este posibilă în toate cazurile (cum ar fi la danturile cu module foarte mici). Determinarea mărimii şi corectitudinii danturii se poate face şi cu ajutorul unor role sau bile calibrate, de diametre egale ($d_B = 1{,}8\ m$), plasate în două goluri diametral opuse ale roţii dinţate. Cota peste (între) role sau bile se calculează diferit pentru roţile dinţate cu numere de dinţi pare faţă de cele cu numere de dinţi impare, aşa cum rezultă şi din fig. 2.1.7.3.1.

Cota peste (între) role se notează cu M_R, iar cota peste (între) bile se notează cu M_B, diametrul rolelor cu d_R, iar al bilelor cu d_B, diametrul cercului pe care se află centrele bilelor sau rolelor cu D_B sau cu D_R. (Figura şi relaţiile sunt scrise pentru bile)

În cazul numerelor de dinţi pare, bilele se plasează exact în poziţii diametral opuse astfel încât într-un plan frontal (perpendicular pe axa roţii) se poate scrie:

$$M_B = D_B \pm d_B$$

Pentru roţile cu numere de dinţi impare:

$$M_B = D_B \cdot \cos\frac{90^0}{z} \pm d_B \qquad \text{(semnul "–" fiind pentru danturile interioare)}$$

Involuta unghiului de presiune al centrelor bilelor la măsurarea cotei peste (între) bile:

$$inv\alpha_B = inv\,\alpha \mp \frac{\pi}{2 \cdot z} + \frac{2 \cdot x \cdot tg\alpha}{z} \pm \frac{d_B}{z \cdot m \cdot \cos\alpha}$$

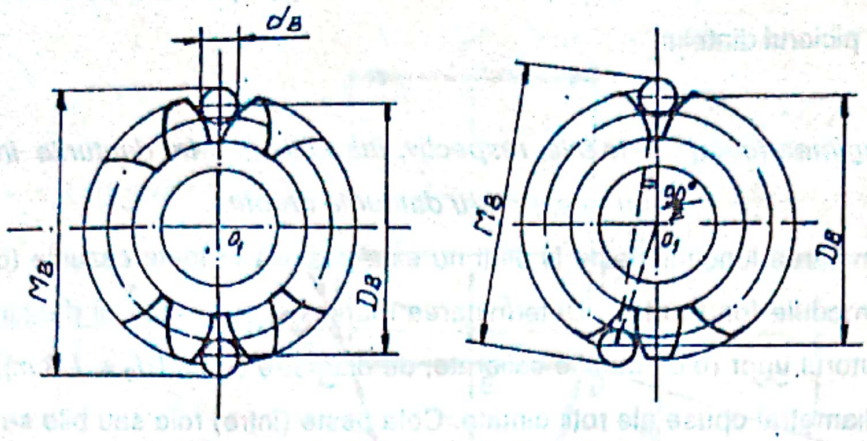
Unghiul de presiune al centrelor bilelor: $\alpha_B = arg\ (inv\alpha_B)$

Diametrul cercului pe care sunt situate centrele bilelor:

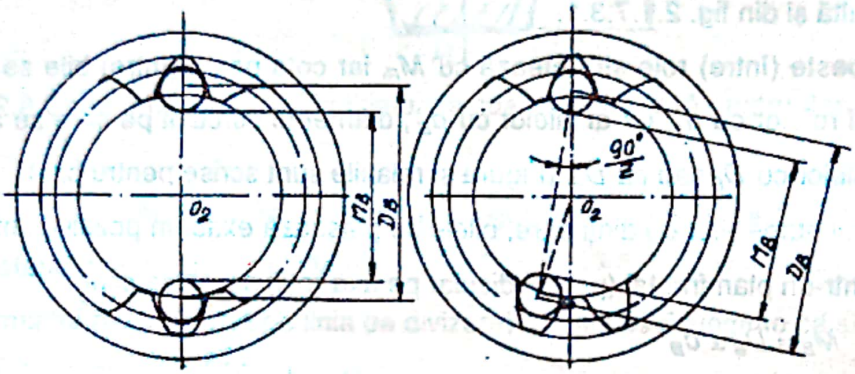
$$D_B = \frac{d_b}{\cos\alpha_B} = \frac{z \cdot m \cdot \cos\alpha}{\cos\alpha_B}$$

Abaterile admisibile la aceste cote se stabilesc din STAS 6273-81, tabelele 16 şi 17,18.

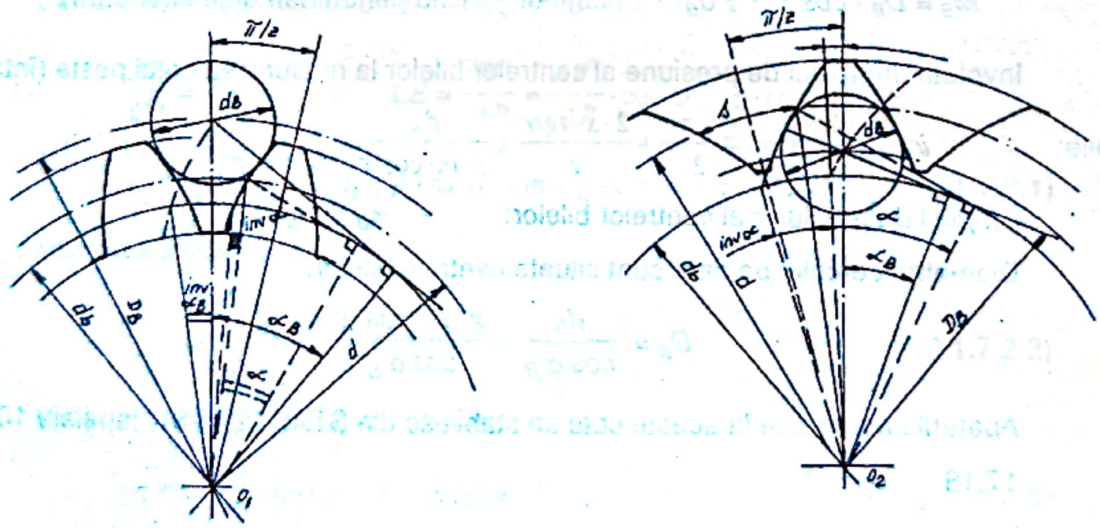
Scanned with OKEN Scanner



a) Cota peste bile la danturile exterioare



b) Cota între bile la danturile interioare



c) d)

Fig. 2.1.7.3.1 Elementele geometrice ale cotei peste (între) bile

Scanned with OKEN Scanner

2.1.8 Angrenaje paralele cilindrice evolventice exterioare cu dantură dreaptă realizate cu diferite tipuri de danturi

2.1.8.1 *Elemente geometrice generale*

Roţile dinţate componente ale unui angrenaj pot avea diferite deplasări de profil ($x_1 \cdot m$ pentru roata 1 şi $x_2 \cdot m$ pentru roata 2).

Notându-se cu "x_s" coeficientul deplasărilor de profil însumate;

$$x_s = x_1 + x_2 \qquad (2.1.8.1.1)$$

în funcţie de valorile acestor coeficienţi se deosebesc 3 tipuri de angrenaje:

I. Angrenaje zero: $x_s = x_1 = x_2 = 0$ (Fig. 2.1.8.1.1.a)

La aceste angrenaje cercurile de divizare ale roţilor sunt cercuri de rostogolire pentru angrenaj, distanţa dintre axe fiind egală cu distanţa dintre axe de referinţă:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = a = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) \qquad (2.1.8.1.2)$$

II. Angrenaje zero-deplasate: $x_2 = -x_1$ şi $x_s = 0$ (Fig. 2.1.8.1.1.b)

(denumite şi angrenaje compensate)

La aceste angrenaje deasemeni cercurile de divizare sunt cercuri de rostogolire pentru angrenaj, distanţa dintre axe fiind egală cu distanţa dintre axe de referinţă, dar liniile de referinţă ale cremalierelor de referinţă diferă de linia de divizare comună celor două roţi.

III. Angrenaje deplasate: $x_s \neq 0$ (Fig. 2.1.8.1.1.c)

Dacă $x_s > 0$ se numesc angrenaje deplasate pozitiv

Dacă $x_s < 0$ se numesc angrenaje deplasate negativ.

(În general, $x_1 \neq x_2$)

Cercurile de rostogolire diferă de cercurile de divizare:

$$d_w = d_b / \cos\alpha_w = d\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w} \qquad (2.1.8.1.3)$$

Distanţa dintre axe:

$$a_w = \frac{1}{2}(d_{w1} + d_{w2}) = a\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w} \qquad (2.1.8.1.4)$$

Scanned with OKEN Scanner

Creşterea specifică a distanţei dintre axe (coeficientul de modificare a distanţei dintre axe):

$$y = (a_w - a) / m \qquad (2.1.8.1.5)$$

este diferit de coeficientul deplasărilor de profil însumate cu :

$$x_s - y = \Delta y, \qquad (2.1.8.1.6)$$

denumit "coeficientul de micşorare a jocului la cap"

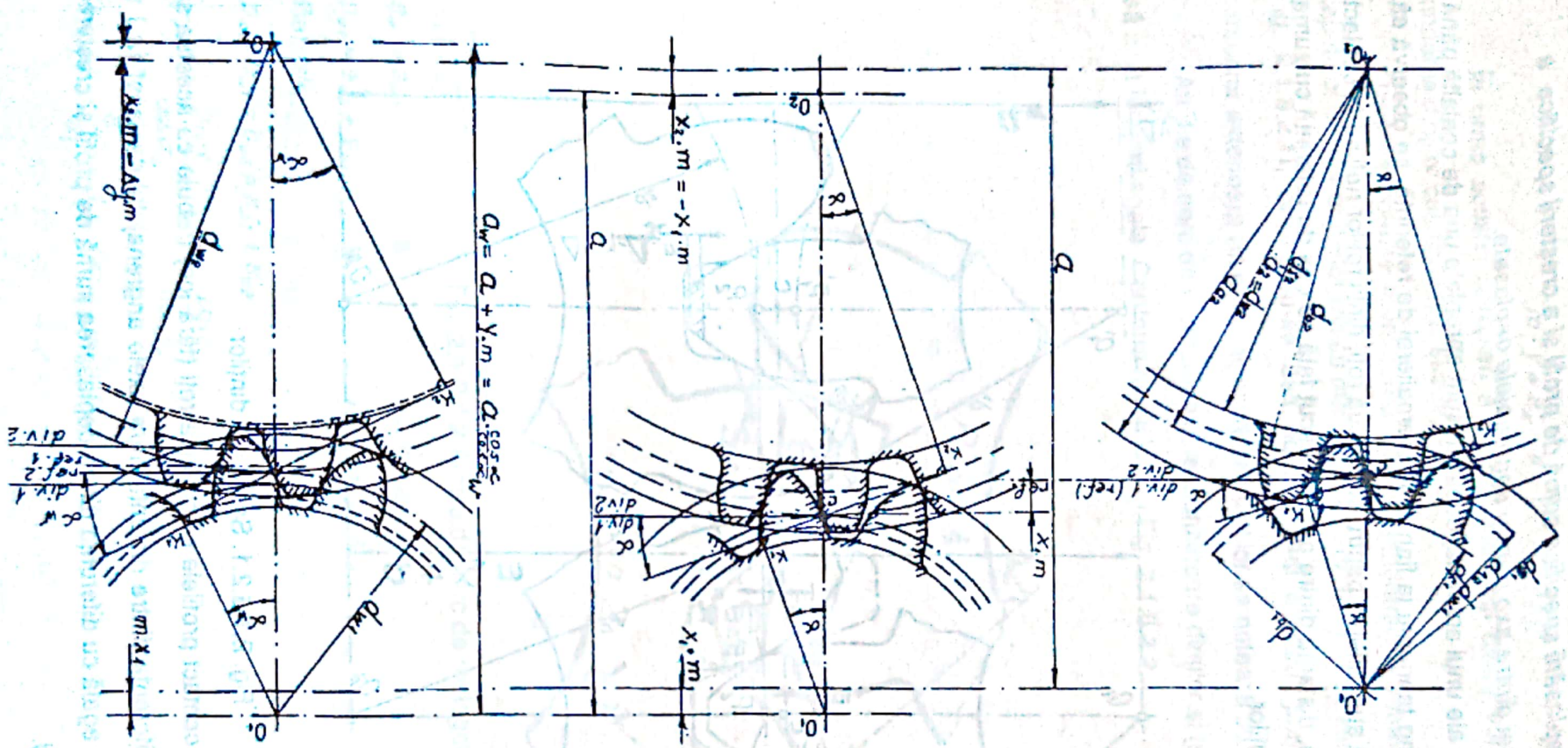
Unghiul de angrenare:

$$\alpha_w = arg\ (inv\ \alpha_w) = arc\ cos\ [(a / a_w) \cdot cos\ \alpha] \qquad (2.1.8.1.7)$$

Dacă înălţimea dinţilor este scurtată, fie pentru a păstra jocul standardizat, fie din alte motive, diametrele de cap vor fi înlocuite cu diametrele de cap scurtat:

$$d_{asc} = d_a - \Delta y \cdot m \cdot 2 \qquad (2.1.8.1.8)$$

Scanned with OKEN Scanner



a) angrenaj zero

$x_1 = x_2 = 0$

$a_w = a = (d_1 + d_2)/2$

$\alpha = 20^0$

$d_b/d = \cos \alpha$

$d_w = d \qquad x_s = x_1 + x_2 = 0$

b) angrenaj zero deplasat

$x_1 = - x_2$

$a_w = a = (d_1 + d_2)/2$

$\alpha = 20^0$

$d_b = d \cos \alpha$

$d_w = d \qquad x_s = x_1 + x_2 = 0$

c) angrenaj deplasat

$x_1 + x_2 = x_s \neq 0$

$d_b/d_w = \cos \alpha_w = \frac{a}{a_w} \cos\alpha$

$d_w = d \cdot \cos \alpha / \cos \alpha_w$

$a_w = (d_{w1} + d_{w2})/2 = a \cdot (\cos \alpha / \cos \alpha_w)$

Fig. 2.1.8.1.1 Angrenaje zero, zero deplasate și deplasate

Scanned with OKEN Scanner

2.1.8.2 *Calcularea deplasării specifice sumă de profil și a creșterii specifice a distanței dintre axe pentru angrenajele deplasate.*

Dacă cele două roți ale unui angrenaj deplasat sunt apropiate una de cealaltă până când flancurile dinților ajung tangente la flancurile cremalierei de referință, se observă că aceste puncte de tangență sunt diferite pentru cele două roți, dinții roților nefiind în contact între ei. În această situație, distanța dintre axe a crescut față de cea de referință cu suma deplasărilor de profil ale roților.

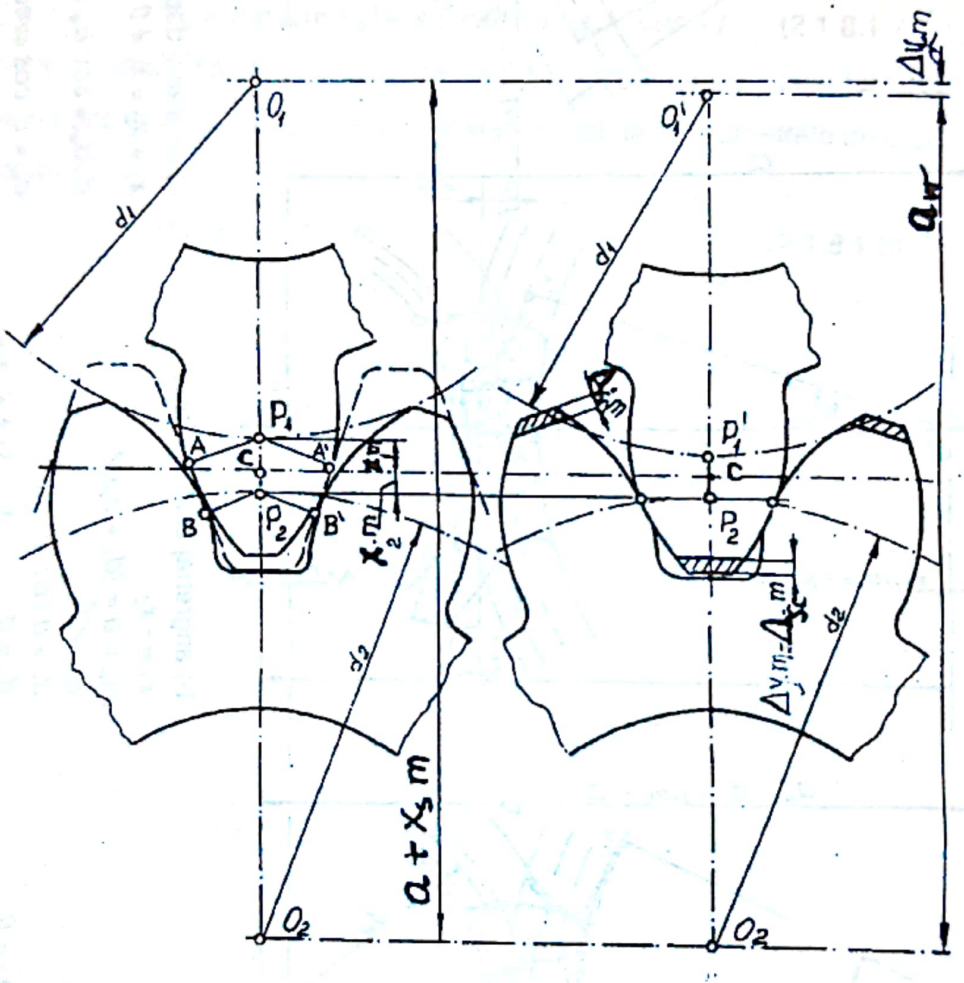


Fig. 2.1.8.2.1. Scurtarea dinților

Pentru a aduce în contact profilele celor două roți (fără joc) trebuie ca acestea să fie apropiate mai mult. Diferența dintre distanța între axele angrenajului deplasat (a_w) și cea stabilită mai sus este egală cu diferența dintre deplasarea sumă de profil și creșterea distanței dintre axe *(m · y)*.

Scanned with OKEN Scanner

$$m \cdot y = a_w - a = m \cdot (x_s - \Delta y)$$

În urma acestei apropieri a roților, jocul real dintre vârfurile dinților unei roți și fundurile dinților celeilalte roți, scade.

Dacă se dorește menținerea jocului standardizat, trebuie efectuată o scurtare a capetelor dinților ambelor roți cu mărimea *"$\Delta y \cdot m$"* (înălțimea zonei hașurate din Fig. 2.1.8.2.1), obținându-se așa numiții "dinți scurtați" prin micșorarea diametrelor cercurilor exterioare (în general, scurtarea dinților se notează cu *"$\Delta_{sc} \cdot m$"*).

Arcele de cerc de rostogolire corespunzătoare dinților și golurilor dintre dinți trebuie să aibă lungimi egale. Conform notațiilor din Fig. 2.1.8.2.2.

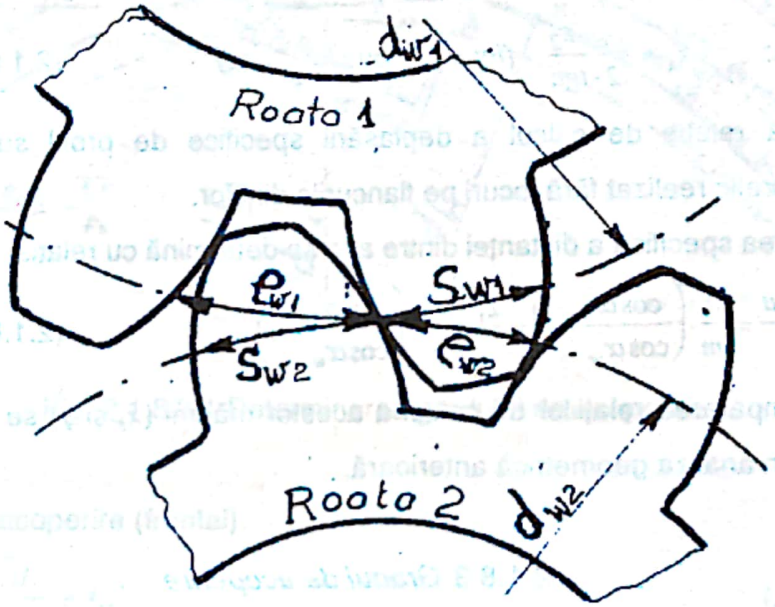


Fig. 2.1.8.2.2 Arcele de cerc de rostogolire

$e_{w1} = s_{w2}$ și; $s_{w1} = e_{w2}$

$p_{w1} = e_{w1} + s_{w1}$ și; $p_{w2} = e_{w2} + s_{w2}$

Rezultă:

$$p_w = p_{w1} = p_{w2} = s_{w1} + s_{w2}$$

$$p_w = p \cdot \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w} = \pi \cdot m \cdot \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w}$$

$$s_{w1} = s_1 \cdot \frac{d_{w1}}{d_1} - d_{w1} \cdot (inv\alpha_w - inv\alpha)$$

Scanned with OKEN Scanner

$$s_{w2} = s_2 \cdot \frac{d_{w2}}{d_2} - d_{w2} \cdot (inv\alpha_w - inv\alpha)$$

unde; $d_{w1} = d_1 \cdot \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w} = m \cdot z_1 \cdot \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w}$ $d_{w2} = d_2 \cdot \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w} = m \cdot z_2 \cdot \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w}$

$s_1 = (\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_1 \cdot tg\alpha) \cdot m$ *şi;* $s_2 = (\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_2 \cdot tg\alpha) \cdot m$

Însumând $(p_w = s_{w1} + s_{w2})$;

$$\pi \cdot m \cdot \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w} = \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w} \cdot [\pi \cdot m + 2m(x_1 + x_2) \cdot tg\alpha - (d_1 + d_2) \cdot (inv\alpha_w - inv\alpha)]$$

Simplificând, reducând şi ţinând seama de relaţiile: $x_1 + x_2 = x_s$

$d_1 + d_2 = m \cdot (z_1 + z_2)$

Rezultă: $x_s = \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot tga} \cdot (inv\alpha_w - inv\alpha)$ (2.1.8.2.1)

Această relaţie de calcul a deplasării specifice de profil sumă se referă la angrenajul teoretic realizat fără jocuri pe flancurile dinţilor.

Creşterea specifică a distanţei dintre axe se determină cu relaţia:

$$y = \frac{a_w - a}{m} = \frac{a}{m} \cdot \left(\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w} - 1\right) = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot \left(\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w} - 1\right) \quad (2.1.8.2.2)$$

Din compararea relaţiilor de calcul a acestor mărimi (x_s şi y) se observă diferenţa constatată şi în analiza geometrică anterioară.

2.1.8.3 *Gradul de acoperire*

Pentru asigurarea continuităţii angrenării este necesar ca înainte de ieşirea din angrenare a unei perechi de dinţi, următoarea pereche să fi intrat deja în angrenare. Realizarea acestei condiţii este pusă în evidenţă prin parametrul adimensional denumit grad de acoperire, definit ca raportul dintre arcul (sau segmentul) de angrenare şi pasul definite pe cercul de rostogolire (sau pe cel de bază) şi care trebuie să aibă valori supraunitare.

Intrarea în angrenare are loc în momentul în care flancul dintelui roţii conducătoare acţionează asupra vârfului dintelui roţii conduse, în punctul A, situat la intersecţia cercului exterior 2 cu linia de angrenare K_1K_2, ieşirea din angrenare având loc în momentul în care vârful dintelui roţii conducătoare se desprinde din contactul cu flancul dintelui roţii conduse, în punctul E, situat la intersecţia cercului exterior 1 cu linia de angrenare.

Scanned with OKEN Scanner

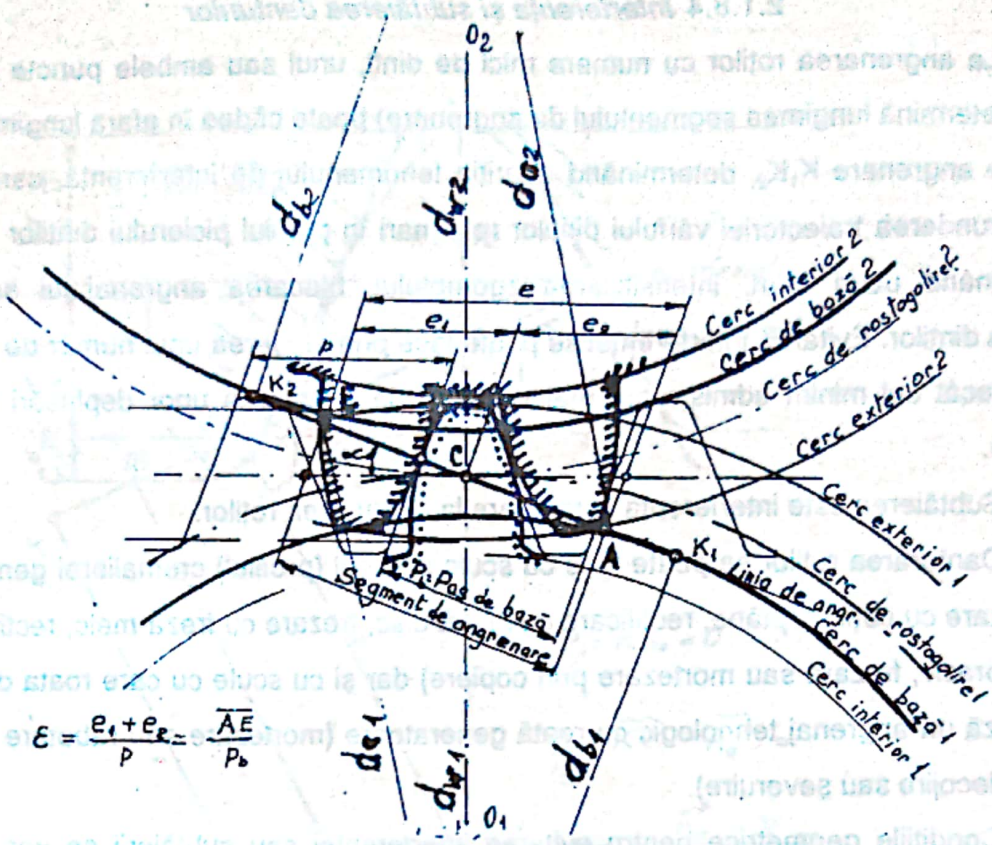


Fig. 2.1.8.3.1 Determinarea gradului de acoperire

Gradul de acoperire (frontal):

$$\varepsilon = \frac{\overline{AE}}{p_b} \geq 1{,}2 \qquad (2.1.8.3.1)$$

Din triunghiurile O_1K_1E și O_2K_2A:

$$AE = AC + CE = K_1E - CK_1 + K_2A - CK_2 = \frac{1}{2}\left[\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} - d_{w1}\cdot \sin\alpha_w + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - d_{w2}\cdot \sin\alpha_w\right]$$

$$e = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - 2a_w\cdot \sin\alpha_w}{2\cdot \pi\cdot m\cdot \cos\alpha} \qquad (2.1.8.3.2)$$

Observație: Dacă dinții sunt scurtați, în loc de "d_a" se va trece "d_{asc}".

Scanned with OKEN Scanner

2.1.8.4 *Interferența și subtăierea danturilor*

La angrenarea roților cu numere mici de dinți, unul sau ambele puncte A sau E (care determină lungimea segmentului de angrenare) poate cădea în afara lungimii utile a liniei de angrenare K_1K_2, determinând apariția fenomenului de interferență, care constă din pătrunderea traiectoriei vârfului dinților roții mari în profilul piciorului dinților roții mici determinând uzuri mari, intensificarea zgomotului, blocarea angrenajului sau chiar ruperea dinților. Evitarea interferenței se poate face prin alegerea unui număr de dinți mai mare decât cel minim admis, sau, mai simplu, prin adoptarea unor deplasări de profil pozitive.

Subtăierea este interferența care apare la danturarea roților.

Danturarea roților se poate face cu scule de tipul (profilul) cremalierei generatoare (mortezare cu cuțit pieptăne, rectificare cu piatră disc, frezare cu freză-melc, rectificare cu melc abraziv, frezare sau mortezare prin copiere) dar și cu scule cu care roata danturată formează un angrenaj tehnologic cu roată generatoare (mortezare sau rabotare cu cuțit-roată, decojire sau șeveruire).

Condițiile geometrice pentru evitarea interferenței sau subtăierii se vor referi la aceste două situații.

2.1.8.4.1 Condițiile de evitare a interferenței pentru angrenarea cu cremaliera

Această situație cere ca raza de curbură a profilului la începutul angrenării să fie pozitivă, sau, la limită, nulă. Fără luarea în considerare a jocului la capul dinților, această rază este segmentul KA_0 (Fig. 2.1.8.4.1), iar în cazul angrenajului tehnologic, segmentul KA'_0:

$$\rho_1 = \overline{KA_0} \geq 0 \qquad (2.1.8.4.1.1)$$

Scanned with OKEN Scanner

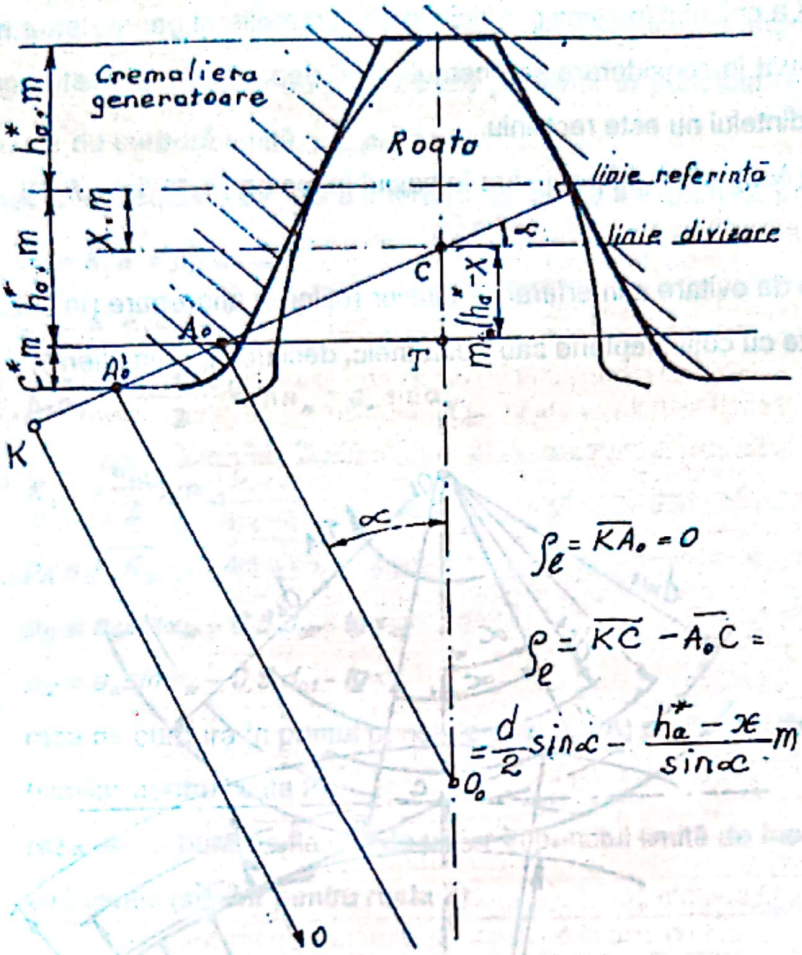


Fig. 2.1.8.4.1.1 Condiția de evitare a interferenței la angrenajul cu cremalieră

Segmentul O_0C devine rază de divizare: $\overline{O_0C} = \frac{m \cdot z}{2}$

$$\overline{CT} = m(h_a^* - x)$$

$$\overline{A_0C} = \frac{m \cdot z}{2}\sin\alpha = \frac{\overline{CT}}{\sin\alpha} \qquad \text{sau}$$

$$\overline{A_0C} = \frac{m(h_a^* - x)}{\sin\alpha}$$

$$\frac{z}{2}\sin^2\alpha = h_a^* - x$$

$$x_{min} = h_a^* - \frac{z\sin^2\alpha}{2} \qquad (2.1.8.4.1.2)$$

$$\rho_f = \overline{KA_0} = \overline{KC} - \overline{A_0C} = \frac{d}{2}\sin\alpha - m\frac{h_a^* - x}{\sin\alpha}$$

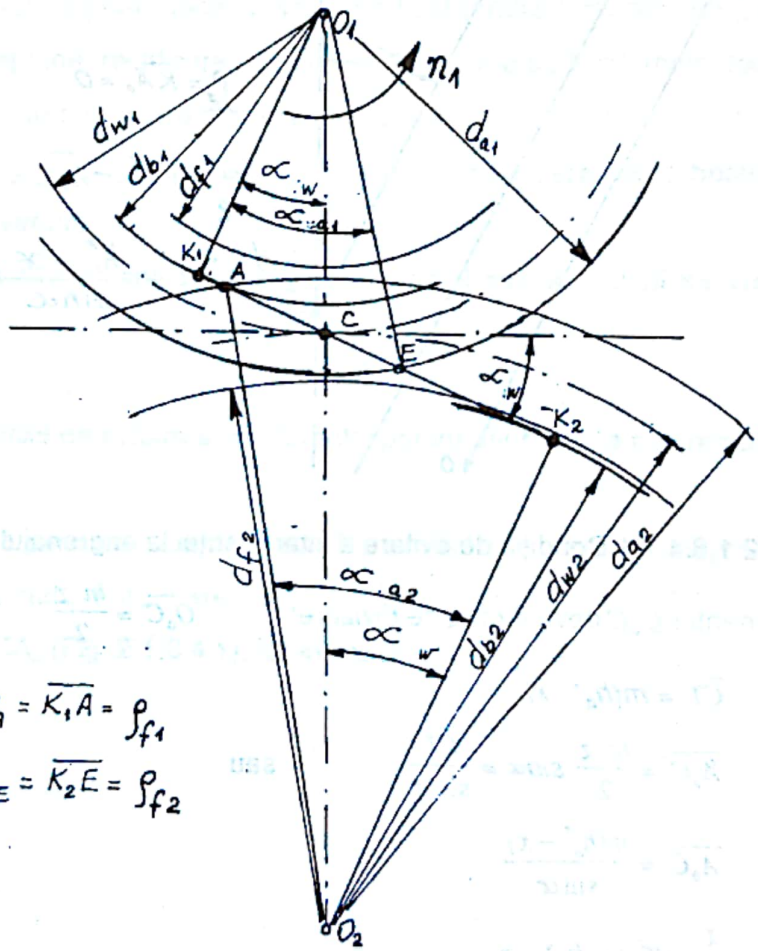
Scanned with OKEN Scanner

$$z_{min} = \frac{2(h_a^* - x)}{\sin^2 \alpha} \qquad (2.1.8.4.1.3)$$

Observaţie: La calculul înălţimii capului dintelui cremalierei generatoare nu a fost luat în considerare segmentul "c*m" deoarece în această zonă flancul dintelui nu este rectiliniu.

(Acoperitor, se poate lua în calcul în loc de *"h_a^*"*, *"$c^* + h_a^*$"*).

2.1.8.4.2 Condiţiile de evitare a interferenţei dinţilor roţilor în angrenare (în cazul roţilor prelucrate cu cuţit pieptene sau freză melc, deci de tip cremalieră)



$\rho_A = \overline{K_1 A} = \rho_{f1}$

$\rho_E = \overline{K_2 E} = \rho_{f2}$

Fig.2.1.8.4.2.1 Condiţia de evitare a interferenţei

Scanned with OKEN Scanner

Interferența se produce în zonele de intrare sau de ieșire din angrenare (punctele A și E fig. 2.1.8.4.2.1, dacă razele de curbură ale profilelor în punctele respective sunt mai mici decât razele de curbură limită, ρ_{f1}, ρ_{f2}.

Geometric, condiția de evitare a interferenței poate fi exprimată prin inegalitățile:

$$\rho_A = \overline{K_1 A} = \rho_{f1} \geq \rho_{f1}$$

$$\rho_E = \overline{K_2 E} = \rho_{f2} \geq \rho_{f2}$$

$$\overline{K_1 K_2} = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} \sin\alpha_w = a_w \sin\alpha_w$$

$$\overline{K_2 A} = \frac{d_{b2}}{2} tg\alpha_{a2}$$

$$\rho_A = \overline{K_1 K_2} - \overline{K_2 A}$$

$$\rho_{f1} = a_w sin\alpha_w - 0{,}5\, d_{b2} \cdot tg\alpha_{a2}$$

$$\rho_{f2} = a_w sin\alpha_w - 0{,}5\, d_{b1} \cdot tg\alpha_{a1}$$

ρ_{f1} = raza de curbură în primul punct de contact (A) pe flancul de picior al roții 1 (similar pentru roata 2);

ρ_{f1} = raza de curbură pe flancul de picior în punctul limită de început de profil evolventic (similar pentru roata 2)

2.1.8.4.3 Condițiile de evitare a interferenței dinților roților în angrenare în cazul prelucrării roților cu cuțit-roată.

Condițiile se pun sub forme asemănătoare celor de mai înainte:

$$\rho_{f1} \geq 0 \quad \text{și} \quad \rho_{f2} \geq 0$$

de asemenea: $\rho_{f1} \leq \rho_{f1}$ și $\rho_{f2} \leq \rho_{f2}$

În angrenajul tehnologic (scula cu indicele 0, roata cu indicele 1 sau 2), condiția de evitare a subtăierii la prelucrarea cu cuțit-roată:

$$\rho_{f1} = \left(\overline{K_1 A}\right)_{01} = a_{w01} \cdot \sin\alpha_{w01} - 0{,}5 \cdot d_{a0} \cdot \sin\alpha_{a0} \geq 0$$

$$\rho_{f2} = \left(\overline{K_2 A}\right)_{02} = a_{w02} \cdot \sin\alpha_{w02} - 0{,}5 \cdot d_{a0} \cdot \sin\alpha_{a0} \geq 0$$

Scanned with OKEN Scanner

2.1.8.5 *Alunecările relative la capul şi la piciorul dintelui*

Aşa cum se observă din fig. 2.1.8.5.1, vitezele punctelor aflate în contact (situate pe flancurile dinţilor celor două roţi ale unui angrenaj) sunt diferite atât ca mărime cât şi ca direcţie.

Proiectând aceste viteze pe o direcţie normală şi una tangenţială faţă de profilele aflate în contact într-un punct oarecare, M, rezultă că pe direcţie normală componentele vitezelor trebuie să fie egale (pentru menţinerea flancurilor în contact), iar din diferenţa componentelor tangenţiale rezultă viteza de alunecare:

$$v_{al} = v_1^t - v_2^t \qquad (2.1.8.5.1)$$

Această viteză de alunecare este nulă numai în polul angrenării, C, crescând proporţional cu distanţa punctului de angrenare faţă de pol, aşa cum se poate observa din fig. 2.1.8.5.2. Valorile maxime ale vitezei de alunecare se întâlnesc în punctele de început şi de sfârşit a angrenării, A şi E, situate la distanţele l_1 şi l_2 faţă de polul angrenării, C.

Din fig.2.1.8.5.3 rezultă:

$$l_1 = \frac{1}{2}\sqrt{d^2_{a2} + d^2_{w2} - 2 \cdot d_{a2} \cdot d_{w2} \cdot \cos(\alpha_{a2} - \alpha_w)}$$

$$l_2 = \frac{1}{2}\sqrt{d^2_{a1} + d^2_{w1} - 2 \cdot d_{a1} \cdot d_{w1} \cdot \cos(\alpha_{a1} - \alpha_w)}$$

Din asemănarea triunghiurilor MBD şi O_1K_1M rezultă:

(Fig. 2.1.8.5.1)

$\frac{v'_1}{v_1} = \frac{\overline{MK_1}}{\overline{O_1M}} = \frac{\rho_1}{\overline{O_1M}}$, iar din asemănarea triunghiurilor MBE şi O_2K_2M:

$\frac{v'_2}{v_2} = \frac{\overline{MK_2}}{\overline{O_2M}} = \frac{\rho_2}{\overline{O_2M}}$, unde $v_1 = \overline{O_1M} \cdot \omega_1$ şi $v_2 = \overline{O_2M} \cdot \omega_2$

Viteza de alunecare pentru flancul 1:

$$v_{al1} = v_1^t - v_2^t = \rho_1 \cdot \omega_1 - \rho_2 \cdot \omega_2 = l \cdot (\omega_1 + \omega_2)$$

iar pentru flancul 2:

$$v_{al2} = v_2^t - v_1^t = \rho_2 \cdot \omega_2 - \rho_1 \cdot \omega_1 = -l \cdot (\omega_1 + \omega_2)$$

Alunecarea relativă la capul dintelui pinionului (1):

$$\zeta_{a1} = \frac{v_{al1}}{v^t_1} = \frac{\rho_{a1} \cdot \omega_1 - \rho_{f2} \cdot \omega_2}{\rho_{a1} \cdot \omega_1} = \frac{\rho_{a1} \cdot z_2 - \rho_{f2} \cdot z_1}{\rho_{a1} \cdot z_2} = 1 - \frac{\rho_{f2} \cdot z_1}{\rho_{a1} \cdot z_2} \qquad (2.1.8.5.2)$$

Scanned with OKEN Scanner

Analog, alunecarea relativă la capul dinţilor roţii (2):

$$\zeta_{a2} = \frac{v_{al2}}{v^t_2} = 1 - \frac{\rho_{f1} \cdot z_2}{\rho_{a2} \cdot z_1} \qquad (2.1.8.5.3)$$

Alunecarea relativă la piciorul dintelui pinionului:

$$\zeta_{f1} = 1 - \frac{\rho_{a2}}{\rho_{f1}} \cdot \frac{z_1}{z_2} \qquad (2.1.8.5.4)$$

iar la piciorul roţii (2):

$$\zeta_{f2} = 1 - \frac{\rho_{a1}}{\rho_{f2}} \cdot \frac{z_2}{z_1} \qquad (2.1.8.5.5)$$

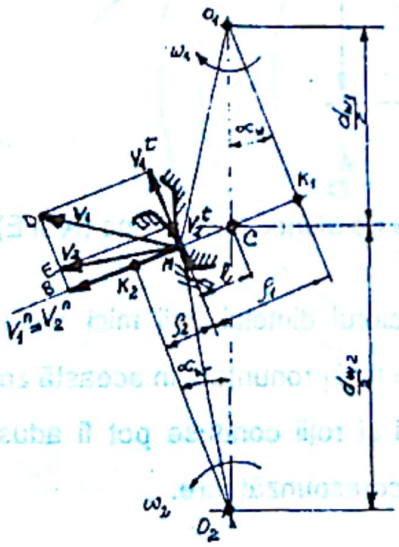


Fig. 2.1.8.5.1 Vitezele şi componentele normale ($v_1^n = v_2^n$) şi tangenţiale (v_1^t şi v_2^t).

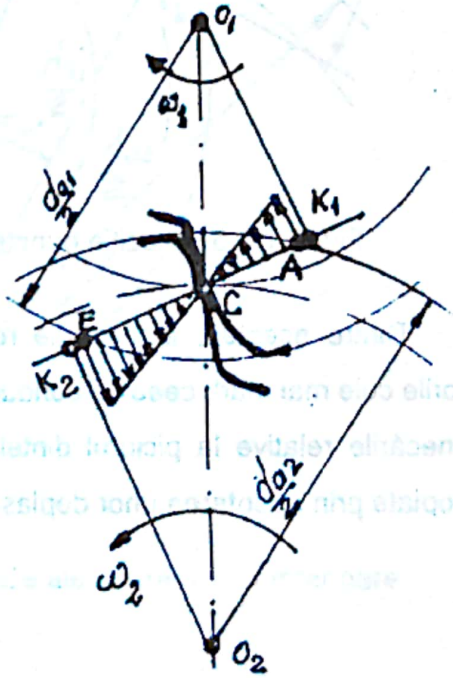


Fig. 2.1.8.5.2 Vitezele de alunecare absolute

Scanned with OKEN Scanner

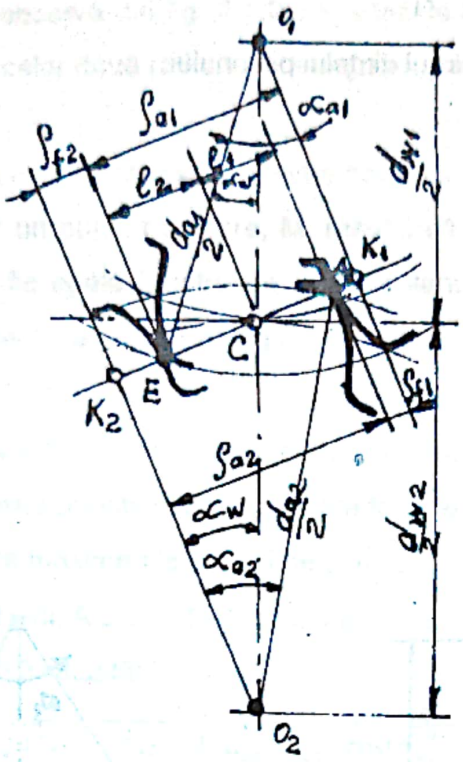


Fig. 2.1.8.5.3 Poziția punctelor cu viteze de alunecare maxime (A și E)

Dintre acestea, alunecările relative la piciorul dintelui roții mici 1 au de obicei valorile cele mai mari, ceea ce conduce și la uzuri mai pronunțate în această zonă.
Alunecările relative la piciorul dintelui pinionului și roții conduse pot fi aduse la valori apropiate prin adoptarea unor deplasări de profil corespunzătoare.

Scanned with OKEN Scanner

2.1.9 Angrenaje paralele cilindrice interioare cu danturi drepte în evolventă

2.1.9.1 *Elemente geometrice generale*

Angrenajul interior este format dintr-o roată cu dantură exterioară (indice 1) și o roată cu dantură interioară (indice 2), profilele convexe ale dinților roții 1 fiind în contact cu profilele concave ale dinților roții 2.

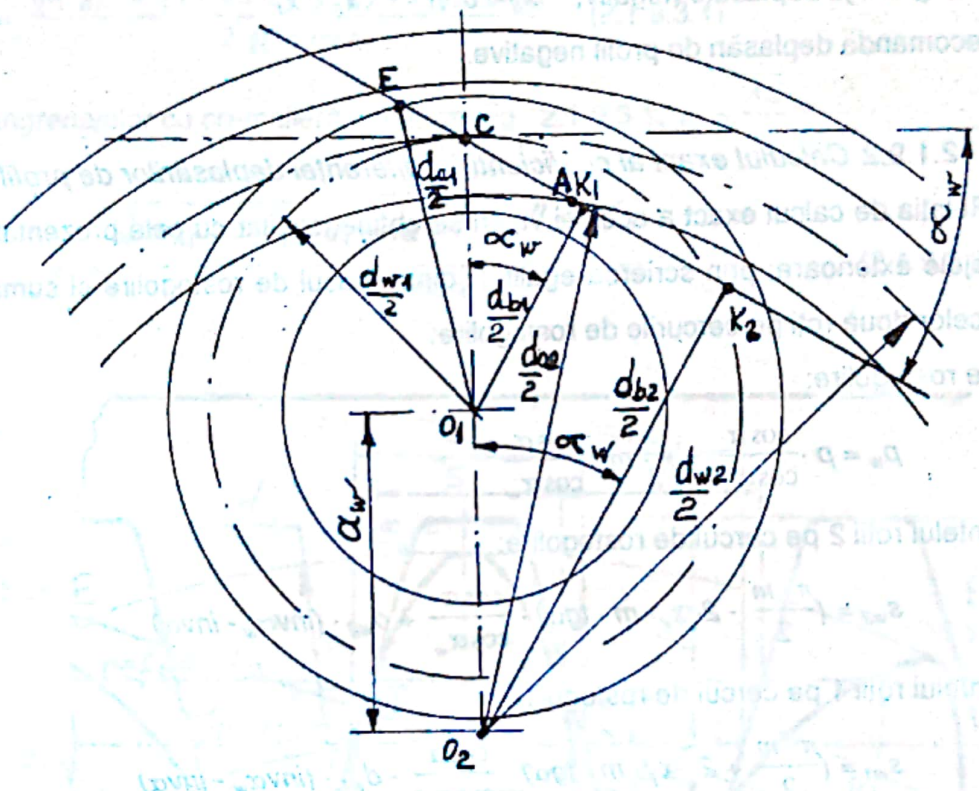


Fig. 2.1.9.1.1 Principalele elemente geometrice ale angrenajelor interioare

Distanța dintre axe:

$$a_w = \frac{1}{2} \cdot (d_{w2} - d_{w1}) = \frac{1}{2} \cdot (d_2 - d_1) \cdot \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w} = \frac{m \cdot (z_2 - z_1) \cdot \cos\alpha}{2 \cdot \cos\alpha_w} \qquad (2.1.9.1.1)$$

Diametrul de rostogolire al roții mici:

$$d_{w1} = \frac{2 \cdot a_w \cdot z_1}{z_2 - z_1} \qquad (2.1.9.1.2)$$

Diametrul de rostogolire al roții 2:

Scanned with OKEN Scanner

$$d_{w2} = \frac{2 \cdot a_w \cdot z_2}{z_2 - z_1} \qquad (2.1.9.1.3)$$

Coeficientul diferenței deplasărilor de profil: $x_d = x_2 - x_1$ (2.1.9.1.4)

În funcție de valorile deplasărilor de profil, și angrenajele interioare pot fi:

- angrenaje zero; $x_d = x_1 = x_2 = 0$
- angrenaje zero-deplasate; $x_d = 0$ și $x_1 = x_2$
- angrenaje deplasate pozitiv; $x_d > 0$ și $x_2 > x_1$
- angrenaje deplasate negativ; $x_d < 0$ și $x_2 < x_1$

Nu se recomandă deplasări de profil negative.

2.1.9.2 *Calculul exact al coeficientului diferenței deplasărilor de profil*

Relația de calcul exact a acestei valori se obține, similar cu cele prezentate pentru angrenajele exterioare, prin scrierea egalității dintre pasul de rostogolire și suma arcelor dinților celor două roți pe cercurile de rostogolire:

Pasul de rostogolire:

$$p_w = p \cdot \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w} = \pi \cdot m \cdot \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w}$$

Arcul dintelui roții 2 pe cercul de rostogolire:

$$s_{w2} = \left(\frac{\pi \cdot m}{2} - 2 \cdot x_2 \cdot m \cdot tg\alpha\right) \cdot \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w} + d_{w2} \cdot (inv\alpha_w - inv\alpha)$$

Arcul dintelui roții 1 pe cercul de rostogolire:

$$s_{w1} = \left(\frac{\pi \cdot m}{2} + 2 \cdot x_1 \cdot m \cdot tg\alpha\right) \cdot \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w} - d_{w1} \cdot (inv\alpha_w - inv\alpha)$$

Introducând aceste expresii în relația:

$$p_w = s_{w1} + s_{w2}$$

Rezultă:

$$x_d = \frac{z_2 - z_1}{2 \cdot tg\alpha} \cdot (inv\alpha_w - inv\alpha) \qquad (2.1.9.2.1)$$

2.1.9.3 *Gradul de acoperire pentru angrenajele interioare și cu cremalieră.*

Ca și la angrenajele exterioare, gradul de acoperire exprimă raportul dintre lungimea segmentului de angrenare AE și pasul de bază. Cu notațiile din Fig. 2.1.9.1.1,

Gradul de acoperire frontal (al profilelor):

Scanned with OKEN Scanner

$$\varepsilon_a = \frac{\overline{AE}}{p_b} = \frac{\overline{AC} + \overline{CE}}{\pi \cdot m \cdot \cos\alpha}$$

$$\overline{AC} = \overline{K_2C} - \overline{K_2A} = \frac{d_{w2}}{2} \cdot \sin\alpha_w - \frac{\sqrt{d^2_{a2} - d^2_{b2}}}{2}$$

$$\overline{CE} = \overline{K_1E} - \overline{K_1C} = \frac{\sqrt{d^2_{a1} - d^2_{b1}}}{2} - \frac{d_{w1}}{2} \cdot \sin\alpha_w$$

Rezultă:

$$\varepsilon_a = \frac{\sqrt{d^2_{a1} - d^2_{b1}} - \sqrt{d^2_{a2} - d^2_{b2}} + 2 \cdot a_w \cdot \sin\alpha_w}{2 \cdot \pi \cdot m \cdot \cos\alpha} \qquad (2.1.9.3.1)$$

În cazul angrenajelor cu cremalieră, conform Fig. 2.1.9.3.1, $\varepsilon_a = \frac{\overline{AE}}{p_b}$

$$\varepsilon_a = \frac{\sqrt{d^2_{a1} - d^2_{b1}} - d_1 \sin\alpha + 2 \cdot m \cdot \frac{h^*_a - x_1}{\sin\alpha}}{2 \cdot \pi \cdot m \cdot \cos\alpha} \qquad (2.1.9.3.2)$$

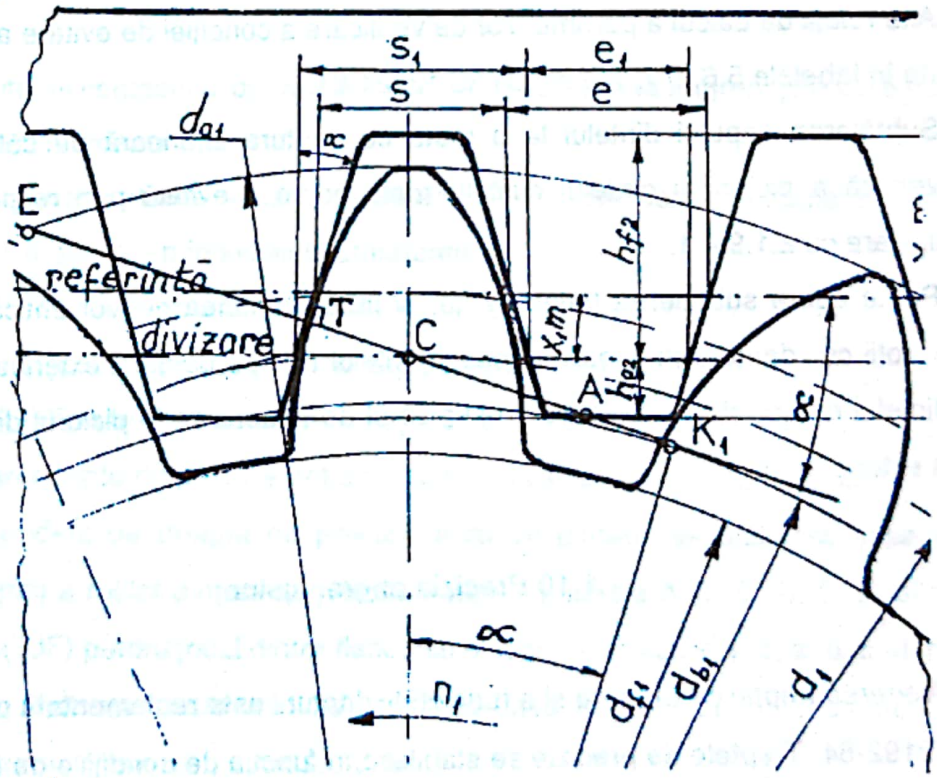


Fig. 2.1.9.3.1 Elementele geometrice ale angrenajului cu cremalieră

Scanned with OKEN Scanner

2.1.9.4 *Interferența și subtăierea la angrenajele interioare.*

La angrenajele interioare interferența apare atunci când punctul A (Fig. 2.1.9.1.1) obținut la intersecția cercului de cap al roții 2 (cu dantură interioară) cu linia de angrenare, se află în interiorul segmentului K_1K_2, și este evitată când punctul A se află între K_1 și C.

$$K_1A = K_1C - AC$$

$$K_1C = 0,5 \cdot d_{w1} \cdot \sin\alpha_w$$

$$AC = K_2C - K_2A = 0,5 \cdot d_2 \cdot \sin\alpha_w - 0,5 \cdot \sqrt{d^2_{a2} - d^2_{b2}}$$

$$K_1A = 0,5 \cdot \sqrt{d^2_{a2} - d^2_{b2}} - a_w \cdot \sin\alpha_w$$

$$d_{a2} \geq \sqrt{d^2_{b2} + (2 \cdot a_w \cdot \sin\alpha_w)^2}.$$

Dacă $d_w = d = m \cdot z$,

$$z_2 = \frac{\frac{z_1^2}{4} \cdot \sin^2\alpha - 1}{\frac{z_1}{2} \cdot \sin^2\alpha - 1} \qquad (2.1.9.4.1)$$

Alte relații de calcul a parametrilor de verificare a condiției de evitare a interferenței sunt date în tabelele 5.6, 5.7, 5.8 din STAS 12224-84.

Subtăierea capului dintelui la o roată cu dantura interioară de către porțiunea neevolventică a piciorului dintelui cuțitului-roată poate fi evitată prin respectarea unei relații similare cu 2.1.9.4.1.

Poate apare subtăierea (interferența) și între porțiunea neevolventică a piciorului dintelui roții cu dantura interioară și capul dintelui roții cu dantura exterioară, sau între capul dintelui roții cu dantura interioară și profilul de trecere de la piciorul dintelui roții cu dantura exterioară.

2.1.10 Precizia angrenajelor

Alegerea treptei de precizie și a rugozității danturii este reglementată prin STAS 12192-84. Treptele de precizie se stabilesc în funcție de condițiile de funcționare și procedeul tehnologic final.

Treptele de precizie pot fi: 3, 4, 5 pentru mecanică fină,
6, 7, 8 pentru mecanică obișnuită
9, 10, 11, 12 angrenaje fără performanțe ridicate.

Scanned with OKEN Scanner

În funcție de viteza periferică, v (m / s), treapta de precizie poate fi aproximată cu relația: $TP = INTREG\ (9 - \frac{v-2}{4})$

Rugozitățile flancurilor, R_a (μm), pentru treptele de precizie 6,7,8, vor fi mai mici decât 0,8;1,6; respectiv, 3,2 μm, putând fi obținute în urma unor prelucrări finale prin rectificare; prin frezare și șeveruire; respectiv, prin frezare.

Indicii de precizie (abateri și toleranțe pentru diferite mărimi) sunt explicați pe larg în STAS 6273-81 (Angrenaje cilindrice. Toleranțe).

Indicii care definesc treptele de precizie sunt grupați în funcție de domeniul de utilizare a angrenajului, în trei criterii de precizie;

1- criteriul de precizie cinematică, important la angrenajele componente ale lanțurilor cinematice, la cele de divizare, la cele de măsurare, la angrenajele planetare.

2 - criteriul de funcționare lină, important la angrenajele care funcționează cu viteze mari, peste 10 m / s, dar trebuie să aibă un mers lin, cu vibrații și zgomot cât mai mici.

3 - criteriul contactului dintre dinți, important mai ales la angrenajele care transmit puteri și momente mari.

Pentru prescurtarea scrierii, treptele de precizie corespunzătoare acestor trei criterii vor fi simbolizate prin inițialele următoare:

TPC = treapta de precizie cinematică

TPL = treapta de precizie după criteriul funcționării line

TPK = treapta de precizie după criteriul contactului dintre dinți.

Cele trei trepte de precizie pot avea aceeași valoare, sau valori diferite.

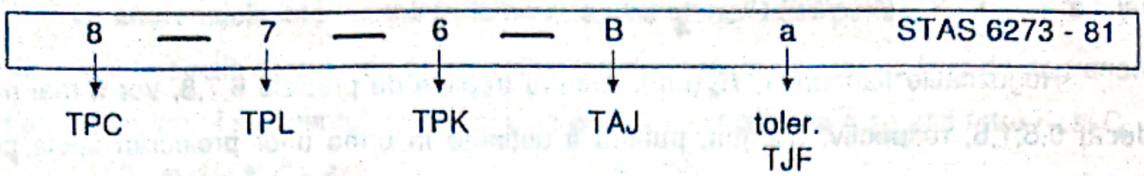
Independent de treapta de precizie a roților dințate, se stabilesc șase tipuri de ajustaje (cu joc) a roților dințate angrenate notate cu literele A, B, C, D, E, H, și opt tipuri de toleranțe (TJF) pentru jocul dintre flancurile dinților notate cu x, y, z, a, b, c, d, h.

Pentru distanța dintre axe se stabilesc șase trepte, notate în ordinea scăderii preciziei cu cifrele romane: I, II, III, IV, V, VI.

Dacă se aleg trepte de precizie diferite pentru cele trei criterii, precizia roților dințate și a angrenajului se notează prin scrierea succesivă a trei numere și două litere (indicând ajustajul și TJF).

Scanned with OKEN Scanner

Exemplu de notare pe desen:



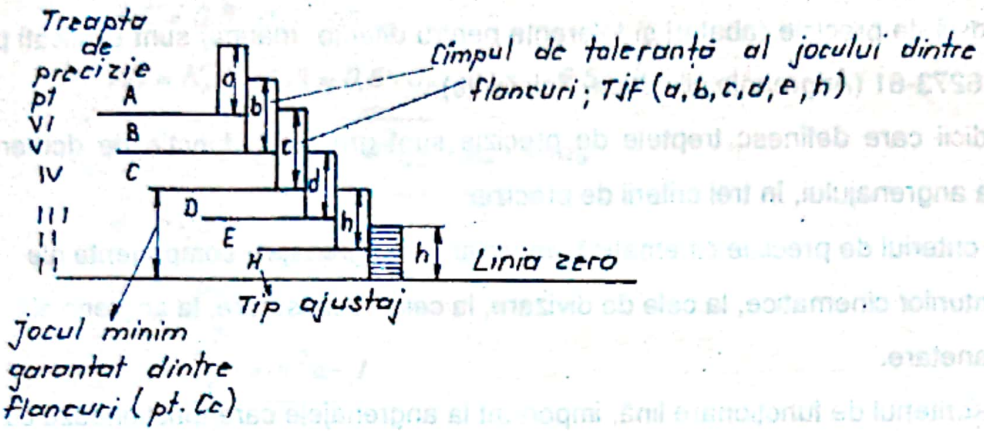


Fig. 2.1.10.1 Ajustajele și toleranțele pentru angrenajele cilindrice

Tabelul 2.1.10.1

Tip ajustaj	A	B	C	D	E	H
Treapta de precizie TPL	3 - 12	3 - 10	3 - 9	3 - 8	3 - 7	3 - 7
Tip toleranță joc dintre flancuri TJF	a	b	c	d	h	h
Treapta de precizie pentru abaterea a_w	VI	V	IV	III	II	II

creșterea preciziei

Alegerea tipului de ajustaj se face în funcție de mărimea jocului minim necesar dintre flancuri.

Toleranțele pentru diferite tipuri de angrenaje sunt date în: STAS 6273-81(cilindrice); STAS 7395-81(cu cremalieră); STAS 6460-81(conice și hipoide); STAS 6461-81(melcate cilindrice).

Scanned with OKEN Scanner

2.1.11 Criterii de optimizare geometrică a angrenajelor paralele cilindrice exterioare drepte evolventice.

Stabilirea parametrilor geometrici optimi la angrenajele nou proiectate, pe baza rezultatelor calculelor de rezistenţă, presupune alegerea anumitor valori pentru modul şi deplasările de profil, dintr-o mulţime de soluţii geometrice posibile.

Din calculele de rezistenţă la solicitările de contact şi de încovoiere rezultă valori minim necesare pentru distanţa dintre axe (sau pentru diametrul de divizare al roţii mici) şi pentru modul, corespunzând unui anumit raport de transmitere.

Conform relaţiei geometrice de bază;

$$a = m \cdot z_1 \cdot (i_{12} \pm 1) / 2$$

criteriile de rezistenţă pot fi satisfăcute adoptând valori mari pentru modul şi valori mici pentru numărul de dinţi ai roţii mici, sau invers (până la valoarea minim necesară a modulului), rezultând astfel mai multe soluţii posibile.

În STAS 12268-84, pag.48, tabelul 8 pct.7 se recomandă ca numerele de dinţi ai celor două roţi să nu aibă divizor comun. Numărul de dinţi ai roţii mici pentru reductoarele de uz general se recomandă să se adopte astfel:

z_1 = 12...17(21) la danturile cementat-călite

z_1 = 25...35 la danturile îmbunătăţite sau normalizate

z_1 = 15... 23(25) la danturile durificate CIF sau nitrurate.

Numărul de dinţi ai roţii mari se alege conform relaţiei:

$z_2 = i_{12} \cdot z_1 \pm 1$ (evident, un număr întreg)

Pentru a obţine condiţii avantajoase de funcţionare, deplasările de profil trebuie să fie pozitive, deci distanţa dintre axe de referinţă trebuie să fie mai mică decât distanţa dintre axe de funcţionare(efectivă), de obicei o valoare STAS. Astfel, creşterea specifică a distanţei dintre axe va fi:

$$y = \frac{a_w - \left(\frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2}\right)}{m} = 0....0,5....1$$

La aceste limitări se mai adaugă recomandarea ca modulul ales să fie dintre valorile preferenţiale, astfel încât variantele posibile sunt mai puţine. Se calculează şi

Scanned with OKEN Scanner

abaterea raportului real de transmitere față de raportul de transmitere dat (de obicei o valoare STAS), aceasta trebuind să fie sub 3%:

$$\Delta i_{12} = \frac{\left[i_{12} - \frac{z_2}{z_1} \right]}{i_{12}} \leq 0,03$$

Ca exemplu se consideră angrenajul exterior cu următoarele date:

$a_w = 200\ mm$ $\quad i_{12} = 4$ $\quad m_{min} = 2\ mm$

Se întocmește un tabel cu o serie de variante geometrice posibile:

Nr. crt	Varianta nr.	1	2	3	4	5	6	7
1	modulul m (STAS 821-82)	6	5	(4,5)	4	(3,5)	3	2,5
2	numărul de dinți z_1 $z_1 = Int\left(\frac{2 \cdot a_w}{m(i_{12}+1)}\right)$	13	16	18	20	23	27	32
3	numărul de dinți z_2 $z_2 = Int(i_{12} \cdot z_1 \pm 1)$	53	63	71	79	91	106	127
4	distanța între axe de referință $a = 0,5 \cdot m \cdot (z_1 + z_2)$	198	197,5	200,25	198	199,5	199,5	198,75
5	$y = (a_w - a) / m$	0,33	0,5	-0,055	0,5	0,143	0,166	0,5
6	Δi_{12}	0,01	0,015	0,0125	0,012	0,01	0,0175	0,0075

Dacă materialul danturilor este un oțel normalizat sau îmbunătățit soluția optimă ar putea fi dată de variantele 6 și 7.

Dacă materialul danturilor este un oțel cementat, soluția optimă ar putea fi dată de variantele 1 sau 2.

Mai ales în cazul numerelor mici de dinți trebuie ca deplasările de profil să fie repartizate pe cele două roți astfel încât să se asigure:

1. Evitarea interferenței
2. Evitarea subtăierii la execuție
3. Continuitatea angrenării prin valori ale gradului de acoperire al profilului cât mai mari: $\varepsilon_\alpha \geq 1,2$
4. Ascuțirea dintelui să nu depășească:
   $s_a \geq 0,2 \cdot m$ la danturi cu HB < 3500 MPa
   $s_a \geq (0,3 \ldots 0,4) \cdot m$ la danturi durificate superficial
5. Asigurarea jocului la capul dinților prin scurtarea capului dinților: $c \geq 0,2 \cdot m$

În cazul calculelor de predimensionare se pot utiliza diagramele din Fig. 8.1 STAS 12264-84 (pentru varianta 2: $x_1 = 0,35;\ x_2 = 0,19;\ x_s \cong 1,08$ y)

La alegerea variantei optime pot fi luate în considerare și alte criterii, cum ar fi egalizarea alunecărilor specifice maxime sau egalizarea factorilor de formă ai dinților celor două roți.

Scanned with OKEN Scanner

2.2. CALCULELE DE REZISTENŢĂ ALE ANGRENAJELOR PARALELE CILINDRICE EVOLVENTICE CU DANTURĂ DREAPTĂ

2.2.1. Notaţii (conform STAS 12268-84)

Simbol	Denumirea elementului
a	- distanţa între axe: distanţa între axe de referinţă, în mm;
a_w	- distanţa între axe (în funcţionare), în mm;
a_{STAS}	- distanţa între axe standardizată, în mm;
b	- lăţimea danturii, în mm;
b_t	- lăţimea danturii portantă în cazul unor valori mari ale teşiturii, în mm;
b_c	- lăţimea danturii bombate, în mm;
b_{cal}	- lăţimea danturii calculată, în mm;
b_{co}	- lungimea petei momentane de contact, în mm;
b_{coP}	- lungimea petei de contact la încărcare parţială, în mm;
b_{red}	- lăţimea redusă a danturii (fără teşitură), în mm;
b_w	- lăţimea de lucru a angrenajului, în mm;
c	- rigiditatea danturii, în N/ (mm.μm); jocul la capul dintelui,în mm; constantă;
c_o	- jocul de referinţă la capul dintelui, în mm;
c'	- rigiditatea perechii de dinţi, în N/ (mm.μm);
c_γ	- rigiditatea angrenării, în N/ (mm.μm);
d	- diametrul; fără indice: diametrul de divizare, în mm;
d_a	- diametrul de cap, în mm;
d_{an}	- diametrul de cap al roţii echivalente, în mm;
d_b	- diametrul de bază, în mm;
d_{bn}	- diametrul de bază al roţii echivalente, în mm;
$d_{b\,pla}$	- diametrul de bază al roţii planetare, în mm;
d_f	- diametrul de picior, în mm;
d_h	- diametrul activ de cap la dinte cu teşitură, în mm;
d_i	- diametrul interior al coroanei roţii , în mm;
d_m	- diametrul mediu al danturii, în mm;
$d_{m\,pla}$	- diametrul mediu al danturii roţii planetare, în mm;
d_n	- diametrul de divizare al roţii echivalente, în mm;
d_{pr}	- diametrul preliminar la dimensionare, în mm;
d_w	- diametrul de rostogolire, în mm;
f	- deformaţie, abatere, în μm;
$f_{ar}\,(f_{ar\,Ci};f_{ar\,P})$	-abaterea datorită deformaţiei pieselor(la roţi bombate;la încărcări parţiale),înμm;
$f_{ar\,o}$	- deformaţia unitară a pieselor, în μm;
f_{ex}	- abaterea datorită preciziei de execuţie, în μm;
$f_{fr}\,(f_f)$	- abaterea (respectiv toleranţa abaterii) profilului dintelui, în μm;
f_{fret}	- abaterea efectivă (după rodare) a profilului dintelui, în μm;
$f_{pbr}\,(f_{pb})$	- abaterea (respectiv abaterea limită) pasului de bază, în μm;
f_{pbret}	- abaterea efectivă a pasului de bază, în μm;
$f_{xr}\,(f_x)$	- abaterea (respectiv toleranţa abaterii) de paralelism a axelor, în μm;
$f_{yr}\,(f_y)$	- abaterea (respectiv toleranţa abaterii) de coplaneitate a axelor, în μm;
h	- înălţimea dintelui, în mm; braţul de încovoiere, în mm;
h_a	- înălţimea capului (de referinţă) dintelui, în mm;

Scanned with OKEN Scanner

Simbol	Denumirea elementului
h_{ao}	- înălţimea capului de referinţă a sculei, în mm;
h_{Fa}	- braţul de încovoiere pentru solicitarea la piciorul dintelui, în mm;
h_K	- înălţimea protuberanţei, în mm;
i	- raportul de transmitere;
m	- modulul danturii, în mm; masă în kg;
m_{red}	- masa redusă pe linia de angrenare raportată la unitatea de lăţime, în kg/mm;
n	- turaţia, în s^{-1} sau min^{-1};
n_{cr}	- turaţia critică, în s^{-1} sau min^{-1};
p	- pasul danturii, în mm;
q	- factorul concentratorului de tensiune;
r	- rază; fără indice: raza de divizare, în mm;
r_b	- raza de bază, în mm;
s	- arcul dintelui, în mm; grosime, în μm;
s_t	- grosimea stratului de tuşare, în μm;
s_{Fn}	- coarda piciorului dintelui în secţiunea de calcul la încovoiere, în mm;
t_a	- adâncimea pragului de rectificare, în mm;
u	- raportul numerelor de dinţi;
$v\ (v_t)$	- viteză (viteză tangenţială), în m/s;
$w = F_t/b_w$	- forţa tangenţială pe unitatea de lăţime a danturii, în N/mm;
$w_m = =F_{tm}/b_w$	- forţa tangenţială medie pe unitatea de lăţime a danturii, în N/mm;
x	- coeficientul deplasării de profil;
$y(y_p; y_\beta)$	- mărimea rodării (pentru calculul lui K_α respectiv K_β), în μm;
$y_f(y_p)$	- efectul rodării asupra abaterii de profil (abaterii pasului de bază), în μm;
z	- numărul de dinţi;
z_n	- numărul de dinţi ai roţii echivalente;
B	- parametrul adimensional;
B_f, B_k, B_p	- parametri adimensionali care consideră efectul abaterii de profil, al flancării şl al pasului de bază asupra sarcinii dinamice;
C	- punctul de rostogolire; constantă; coeficient;
C_{V1-7}	- coeficienţi care consideră efectul diverşilor factori asupra sarcinii dinamice;
E	- modulul de elasticitate, în MPa;
F	- forţă, în N; toleranţă (abatere) în μm;
$F_t(F_{tm}; F_{th})$	- forţa tangenţială nominală (medie; pentru calculul solicitării de contact) la cercul de divizare, în N;
F_{tb}	- forţa tangenţială nominală la cercul de bază, în N;
F_{nb}	- forţa normală nominală la dinte, în N;
$F_{f\beta}(F_\beta)$	- abaterea (toleranţa abaterii) direcţiei dintelui, în μm;
$F_{\beta x}$ $(F_{\beta xh}; F_{\beta xc}; F_{\beta xt}; F_{\beta xP})$	- abaterea totală înainte de rodaj a liniei flancului la angrenaje fără corecturi (cu corectarea unghiului de înclinare; bombare; teşire; la încărcări parţiale), în μm;
$F_{\beta y}$ $(F_{\beta yh}; F_{\beta yc}; F_{\beta yt}; F_{\beta yP})$	- abaterea totală după rodaj a liniei flancului la angrenaje fără corecturi (cu corectarea unghiului de înclinare; bombare; teşire; la încărcări parţiale), în μm;
K	- factor (coeficient de corecţie al sarcinii nominale); constantă;
K_A	- factorul de utilizare;

Scanned with OKEN Scanner

Simbol	Denumirea elementului
K_{Al}	- factorul de utilizare al maşinii de lucru;
K_{Am}	- factorul de utilizare al maşinii motoare;
$K_V (K_{V\text{-}A}; K_{V\text{-}B}; K_{V\text{-}C})$	- factorul dinamic (după metode A, B sau C);
K_α $(K_{F\alpha}; K_{H\alpha})$	- factorul repartiţiei frontale a sarcinii (pentru calculul la piciorul dintelui respectiv la solicitarea de contact);
K_β $(K_{F\beta}; K_{H\beta})$	- factorul repartiţiei sarcinii pe lăţimea danturii (pentru calculul la piciorul dintelui respectiv la solicitarea de contact);
N	- număr de cicluri; factorul de referinţă al turaţiei;
N_B $(N_{FB}; N_{HB})$	- numărul de cicluri de bază (la solicitarea piciorului dintelui respectiv la solicitarea de contact a flancurilor);
N_E $(N_{FE}; N_{HE})$	- numărul echivalent de cicluri de funcţionare la reducerea unei încărcări variabile la una constantă (la solicitarea piciorului dintelui respectiv la solicitarea de contact a flancurilor);
P	- puterea, în kW;
$R (R_a, R_z)$	- rugozitatea, în μm;
$S (S_F; S_H)$	- factor de siguranţă la solicitarea piciorului dintelui; la solicitarea de contact;
S_P $(S_{FP}; S_{HP})$	- factor admisibil de siguranţă (pentru solicitarea piciorului dintelui pentru solicitarea de contact);
T	- moment de torsiune, în Nmm;
Y	- factor de corectare a solicitării piciorului dintelui;
Y_{tF}	- factorul curbei Wöhler pentru solicitarea piciorului dintelui;
Y_{Fa}	- factorul de formă al dintelui pentru cazul forţei aplicate la vârf (metoda C);
Y_N	- factorul durabilităţii la încovoiere;
Y_R	- factorul rugozităţii racordării dintelui;
$Y_S (Y_{Sa})$	- factorul concentratorului de tensiune (după metoda C);
Y_{Sag}	- factorul concentratorului de tensiune la dinţi cu praguri de rectificare;
Y_{ST}	- factorul concentratorului de tensiune al roţii dinţate în raport cu epruveta netedă (≈2);
Y_x	- factorul de dimensiune;
Y_δ	- factorul de reazem;
Y_ε	- factorul gradului de acoperire;
Z	- factor de corectare a solicitării flancului dinţilor;
Z_{tH}	factorului curbei Wöhler pentru solicitarea la contact;
Z_E	- factorul de material, în $MPa^{1/2}$;
Z_H	- factorul zonei de contact;
Z_L	- factorul materialelor de ungere;
Z_N	- factorul durabilităţii flancurilor;
Z_R	- factorul rugozităţii flancurilor;
Z_V	- factorul vitezei periferice;
Z_W	- factorul raportului durităţii flancurilor;
Z_X	- factorul de dimensiune pentru flanc;
Z_ε	- factorul gradului de acoperire;
α	- unghiul de presiune;
α_a	- unghiul de presiune pe cilindrul de cap al danturii;

Scanned with OKEN Scanner

Simbol	Denumirea elementului
α_{Fa}	- unghiul de aplicare al forței pe cilindrul de cap al danturii;
α_w	- unghiul de angrenare;
α_{Pro}	- unghiul protuberanței;
Δ	- modificarea dintelui (flancare, bombare); abatere procentuală;
Δ_{aF} (Δ_{aFv})	- adâncimea flancării capului dintelui (datorită rodajului), în μm;
Δ_t	- adâncimea de bombare a danturii, în μm;
Δ_f	- adâncimea teșirii danturii, în μm;
Δ_y	- factorul de scurtare a capului dintelui
ε (ε_α)	- gradul de acoperire al danturii;
θ	- momentul masic al roții, în kg .mm^2;
χ^*(χ^*_0)	- gradient relativ de tensiune la piciorul dintelui (la o epruvetă netedă);
υ	- viscozitatea cinematică a uleiului, în mm^2/s; constanta lui Poisson;
ρ	- raza de curbură, în mm; densitate, în kg/mm^3;
ρ_{a0} (ρ_g;ρ_F)	- raza de curbură a capului sculei (a crestăturii de rectificare; a piciorului dintelui), în mm;
ω	- viteza unghiulară, în s^{-1};
σ	- tensiune, rezistență, în MPa;
σ_c ($\sigma_{0,2}$)	- limită de curgere, în MPa;
σ_F (σ_{F0})	- tensiunea efectivă (tensiunea nominală) la piciorul dintelui, în MPa;
σ_H (σ_{H0})	- tensiunea efectivă (tensiunea nominală) de contact a flancurilor, în MPa;
σ_{Hlim} ($\sigma_{H\,lim\,b}$)	- rezistența efectivă (rezistența de bază) la oboseală de contact a flancurilor, în MPa;
σ_{0lim} ($\sigma_{0\,lim\,b}$)	- rezistența la oboseală la piciorul dintelui (rezistența la oboseală prin încovoiere la ciclul pulsator a epruvetei netede din același material și cu același tratament termic ca roata dințată), în MPa;

2.2.2. Modurile de deteriorare a danturilor, cauzele și criteriile de calcul corespunzătoare

Pentru a putea asigura o proiectare și o exploatare corectă a angrenajelor, trebuie analizate mai întâi modurile și cauzele deteriorării acestora precum și măsurile rezultate.

Calculele de rezistență a angrenajelor stabilesc dimensiunile minime, precizia necesară, condițiile de funcționare și ungere astfel încât să se evite deteriorările.

Deteriorarea danturii - conform STAS 8741 - 82 - se referă fie la deteriorarea flancurilor dinților, fie la ruperea dinților și poate avea aspectele prezentate mai jos (tabelul 2.2.2.1).

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 2.2.2.1

Locul apariţiei	Forma de deteriorare		Tipul de calcul care se efectuează pentru evitarea deteriorării
I. Flancul dinţilor	1. uzare abrazivă şi de aderenţă	a. abrazivă uniformă	
		b. normală de aderenţă (rodaj)	
		c. zgâriere	
		d. brăzdare	
		e. gripare	Calculul la gripare
		f. de interferenţă	Calcule geometrice
		g. eroziune	
		h. cavitaţie	
	2. uzare corozivă	a. chimică	
		b. de contact	
	3. uzare prin oboseală superficială	a. de contact (pitting)	Calculul la oboseală de contact a flancurilor active ale dinţilor
		b. exfoliere	
	4. uzare prin deformare plastică	a. imprimare (Brinellare)	
		b. încreţire	
		c. deformarea prin laminare sau ciocănire la rece	Calculul la rezistenţă statică de contact a flancurilor active ale dinţilor
		d. deformare la cald	
	5. uzare termică	a. decolorare	
		b. ardere	
		c. datorată curentului electric	
	6. fisurare	a. datorată impurităţilor materialului	
		b. datorată tratamentelor termice	
		c. datorate rectificării	
		d. de oboseală	
II. Ruperea dinţilor (de obicei la picior)	1. rupere statică		Calculul la rupere statică a dinţilor
	2. rupere la oboseală		Calculul la oboseală prin încovoiere a dinţilor

Scanned with OKEN Scanner

Din tabelul 2.2.2.1 se observă că se efectuează calcule de rezistență numai pentru evitarea deteriorărilor de la punctele I.4.c, I.3.a, II.1, II.2, I.1.e și I.1.f, restul deteriorărilor putând fi evitate prin măsuri tehnologice. O serie de precizări privind aceste moduri de deteriorare (pentru care se efectuează calcule de rezistență) vor fi date în cele ce urmează.

I.4.c. Deformarea prin laminare sau ciocănire la rece este o curgere plastică la rece a materialului flancurilor dinților sub acțiunea unor suprasarcini sau șocuri. Suprafețele flancurilor dinților sunt strivite, la vârful dinților roții motoare apare o muchie proeminentă, iar la piciorul dinților o adâncitură, vârful dinților roții conduse este mult rotunjit, apărând și o proeminență de-a lungul liniei de rostogolire. Acest tip de deteriorare apare de obicei la oțeluri moi.

I.3.a. Uzarea prin oboseală superficială de contact poate fi incipientă (în perioada de rodaj) sau progresivă (în timpul funcționării). Pittingul incipient apare în perioada de rodaj sub forma unor gropițe mici ($d \leq 0,5$ mm) de obicei la pinion, pe piciorul dintelui, și care, pe măsura rodării flancurilor se oprește sau chiar dispare, nefiind considerat o deteriorare a danturii.

Pittingul progresiv apare după perioada de rodaj dacă gropițele cresc în continuare ca număr și mărime, prin unirea gropițelor învecinate distrugându-se suprafața activă a dinților, ceea ce are ca efect deteriorarea ungerii, creșterea zgomotului, apariția deformațiilor plastice ale suprafeței flancurilor care măresc uzura putând apare și ruperea dinților.

Oboseala de contact (pitting) este principala cauză de deteriorare a angrenajelor executate din materialele moi, cu durități HB $\leq$ 3500 MPa.

Pittingul depinde de material, de calitatea suprafeței, de mărimea solicitărilor, de ungere, de elementele geometrice ale danturii.

Rezistența la oboseala de contact se poate mări prin durificare superficială, prin ungere corespunzătoare, prin lustruirea suprafețelor flancurilor (rugozități mici), prin adoptarea unor deplasări de profil pozitive mari, corespunzătoare unor alunecări specifice negative cât mai mici, prin efectuarea unui rodaj corect.

II.1. Ruperea statică a dinților se datorează unor suprasarcini mari sau șocuri, fiind o rupere fragilă la danturile durificate superficial sau o rupere prin deformare plastică la

Scanned with OKEN Scanner

danturile cu duritate mică. Uneori apare ruperea colțului dintelui - dacă sarcina este neuniform repartizată pe lățimea danturii - și la danturile înclinate.

II.2. Ruperea dinților prin oboseală (încovoiere la baza dintelui) se produce de regulă la danturile cu flancurile durificate superficial și miezul dintelui moale (HRC ≤ 45), după cel puțin 10^4 cicluri, când tensiunea nominală depășește rezistența la oboseală a materialului.

Solicitarea maximă se produce în zona de racordare a dintelui, care este un concentrator de tensiuni puternic, aici fiind și locul de început a fisurării. Fisurarea poate avea drept cauze și defecte de material, incluziuni, crestături de debavurare sau rectificare.

Rezistența la oboseală de încovoiere poate fi mărită prin: creșterea secțiunii la baza dintelui (module mari, deplasări de profil pozitive); raze de racordare mari; lustruirea suprafeței (evitarea rizurilor, a incluziunilor, a marginilor ascuțite); tratamente superficiale care introduc tensiuni de compresiune în stratul superficial.

I.1.e. Griparea

Există o gripare de rodaj, nepericuloasă, care constă dintr-o deteriorare ușoară a vârfurilor microneregularităților, și o gripare progresivă. Griparea constă în deteriorarea rapidă prin uzarea intensivă de aderență a flancurilor active ale dinților, fiind determinată de vitezele de alunecare, de starea ungerii, precizia și starea suprafețelor. Griparea termică se poate produce la transmisiile cu viteze mari puternic încărcate, cum sunt angrenajele melcate, angrenajele hipoide, angrenajele cilindrice elicoidale, turbotransmisiile și transmisiile pentru avioane.

Evitarea gripării se poate obține prin utilizarea unor cupluri de materiale antifricțiune (oțel pe bronz), prin aditivarea uleiurilor cu EP, prin rugozități mici și tratamente termice sau termochimice de durificare a suprafețelor (mai ales cementare și nitrurare), prin flancarea dinților și adoptarea de module mici, prin realizarea unei precizii ridicate.

I.1.f. Uzarea datorită interferenței

Acest tip de uzare poate apare din cauza funcționării cu interferență producând o pierdere de metal sau o deformare plastică a flancurilor dinților, la piciorul dinților pinionului și la capul dinților roții conduse. Se poate evita printr-un calcul geometric corect, alegându-se danturi cu numere mari de dinți și cu deplasări de profil pozitive.

Scanned with OKEN Scanner

În figura 2.2.2.1 este reprezentată variația capacității portante a angrenajelor cilindrice (momentul de torsiune capabil, T) în funcție de viteza periferică (v) și de categoria de duritate a flancurilor dinților corespunzătoare principalelor criterii de calcul. Domeniul util (fără deteriorări), situat sub oricare din curbele limitatoare, este limitat la viteze mici (sub 0,3 m / s) de uzarea adezivă, iar la viteze normale limitarea este dată de uzarea prin oboseală de contact (pitting) pentru danturile moi sau de ruperea dinților prin oboseală de încovoiere pentru danturile durificate superficial.

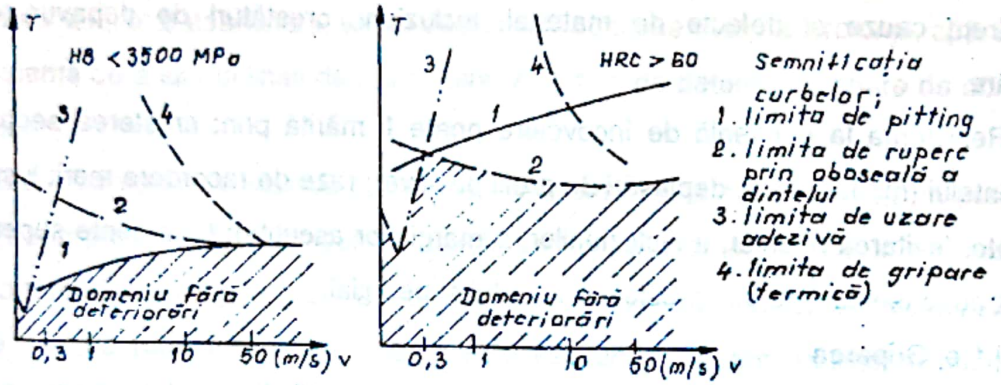


Figura 2.2.2.1. Capacitatea portantă a angrenajelor în funcție de material și viteză

2.2.3. Materiale utilizate în construcția roților dințate

Alegerea materialului pentru roțile dințate este o problemă de cea mai mare importanță și complexitate.

Roțile dințate se pot executa din oțeluri carbon sau aliate (laminate, forjate sau turnate, cu tratamente termice, termochimice sau fără) din fonte, bronzuri, aliaje de aluminiu, materiale sinterizate sau din mase plastice.

Cea mai largă utilizare o au oțelurile. Oțelurile aliate cu Crom și Nichel (eventual și cu Mangan, Molibden și Vanadiu) sunt foarte bune dar și de circa 3 ori mai scumpe decât oțelurile carbon.

Roțile dințate cu durități medii (HB ≤ 3500 MPa) se obțin prin tratament termic final de îmbunătățire și frezare finală a danturii, din OLC 45, OLC 50, OLC 60 (pentru sarcini și viteze mici) și din 40Cr10, 41MoCr11, 30MoCrNi20 pentru sarcini foarte mari, cu șocuri și viteze medii. La danturile durificate superficial se aplică mai întâi un tratament de

Scanned with OKEN Scanner

îmbunătățire, se frezează dantura, apoi se aplică unul din tratamentele de durificare superficială în urma căruia duritatea flancurilor crește la HRC ≈ 55...65, miezul dintelui rămânând cu duritatea realizată în urma tratamentului de îmbunătățire (HB ≈ 2000-3500 MPa), în final, datorită deformațiilor, dantura fiind rectificată sau lepuită.

Ca oțeluri de cementare se folosesc OLC15, OLC20 (până la viteze de 6...12 m/s), 15Cr08, 18MnCr10, 21MoMnCr12 la solicitări medii și 18MoCrNi13 și 17CrNiMo6 pentru solicitări foarte mari.

Călirea prin inducție sau flacără se poate aplica la toate oțelurile de îmbunătățire, dar mai ales la OLC45 și 41MoCr11. Nitrurarea ionică sau în gaz realizează durități de 7000 - 9000 MPa (HV), la temperaturi de circa 550° C care nu produc deformații mari (deci nu mai este necesară rectificarea), dar portanța este mai mică decât la celelalte tratamente de durificare superficială.

În prezent se preferă cementarea.

2.2.4. Tensiunile periculoase și admisibile în calculul angrenajelor

2.2.4.1. Tensiunile periculoase și admisibile în cadrul solicitărilor de contact a danturilor angrenajelor.

În figura 2.2.4.1 au fost trasate în coordonate logaritmice curbele de oboseală (Wöhler) pentru materiale tenace, figura a. referindu-se la epruvete, fig.b referindu-se la dantura angrenajelor.

Mărimile care intervin în calculul solicitărilor de contact au indicele H (Hertz); cele care se referă la epruvete au și indicele e.

Notațiile utilizate au următoarele semnificații:

$\sigma_{H\,lim\,st\,e}$=rezistența la solicitarea statică de contact a dintelui de referință (epruvetă) - uzare prin deformare plastică.

$\sigma_{H\,lim\,st} = \sigma_{H\,lim\,b} \cdot Z_{N\,st} \cdot Z_{W}$ = rezistența la solicitarea statică de contact a dintelui

Scanned with OKEN Scanner

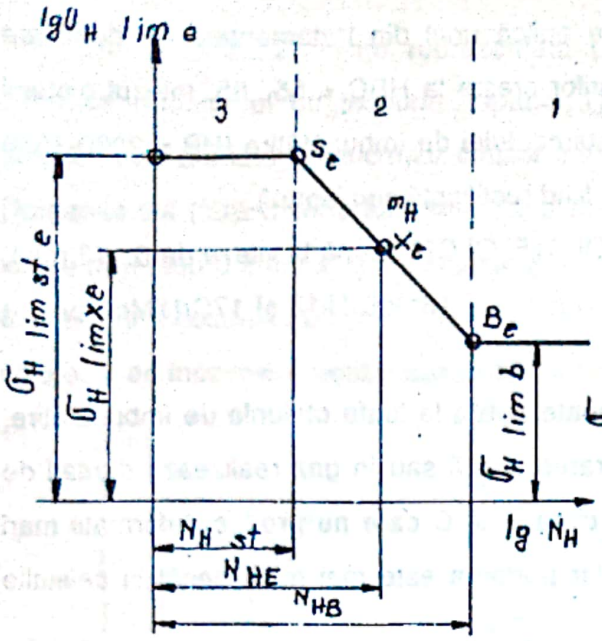


Fig. 2.2.4.1.a

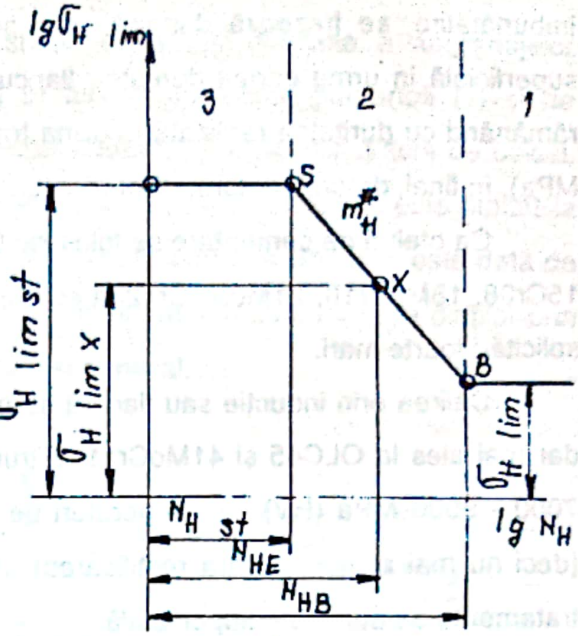


Fig. 2.2.4.1.b

Figura 2.2.4.1- Curba de oboseală de contact pentru epruvetă şi pentru danturi

$\sigma_{H\,lim\,b}$= rezistenţa la oboseală de bază la solicitările de contact ale dinţilor de referinţă (epruveta) pentru un număr de cicluri $N_H \geq N_{HB}$ (valorile N_{HB} corespunzătoare anumitor categorii de materiale se dau în STAS 12268- 84, Tabelul 1.1).

N_{HB}= numărul de cicluri de bază.

N_{Hst}= numărul de cicluri care caracterizează domeniul 3 al suprasolicitărilor de vârf, ocazionale, de scurtă durată,la care se aplică criterii de solicitări statice de contact.

m_H= exponentul ecuaţiei curbei de oboseală de contact pentru epruvetă.

m^*_H= exponentul ecuaţiei curbei de oboseală de contact pentru dantura dată.

$\sigma_{H\,lim\,xe}$=rezistenţa la oboseală de contact la durabilitate limitată (N_{HE}) pentru epruvetă; $\sigma_{H\,lim\,xe} = \sigma_{H\,lim\,b} \sqrt[m_H]{\frac{N_{HB}}{N_{HE}}} = \sigma_{H\,lim\,b} \cdot Z_{Ne}$

$\sigma_{H\,lim\,x}$=rezistenţa la oboseală de contact la durabilitate limitată pentru dantura dată.

$\sigma_{H\,lim\,x} = \sigma_{H\,lim\,b} \cdot Z_L \cdot Z_v \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_x \cdot Z_N = \sigma_{H\,lim\,b} \cdot Z_\sigma$

Scanned with OKEN Scanner

$Z_N = \sqrt[m^*_H]{\frac{N_{HB}}{N_{HE}}}$ $\qquad Z_{Ne} = \sqrt[m_H]{\frac{N_{HB}}{N_{HE}}}$

$m^*_H = \frac{lg\left(\frac{N_{HB}}{N_{Hst}}\right)}{lg\left(\frac{\sigma_{H\,lim\,st}}{\sigma_{H\,lim}}\right)}$ $\qquad m_H = \frac{lg\left(\frac{N_{HB}}{N_{Hst}}\right)}{lg\left(\frac{\sigma_{H\,lim\,ste}}{\sigma_{H\,lim\,b}}\right)}$

Z_L = factor de influenţă a ungerii asupra solicitării de contact în funcţie de vâscozitatea lubrifiantului şi $\sigma_{H\,lim}$ conform Fig.6.6 din STAS I2268-84, pag.33, sau tabelul 6 poz.3, pag.27.

Z_V = factor de influenţă a vitezei periferice asupra solicitării de contact, conform Fig..6.7 din STAS I2268-84, pag.33, sau tabelului 6, poz.7, pag.27.

Z_R = factor de influenţă a rugozităţii flancurilor asupra solicitărilor de contact, conform fig.6.8, pag.33 sau tabelului 6, poz.8, pag.28 din STAS I2268-84.

Z_W = factor de influenţă a raportului durităţilor flancurilor celor două roţi, conform tabelului 6, poz.9, pag.9 din STAS 12268-84.

Z_x = factor de influenţă a dimensiunilor dinţilor asupra solicitării de contact. Dacă s-au ales corect materialele, tratamentele termice şI adâncimea de durificare, valoare a sa este 1.

Z_{Nst} = factor de influenţă a duratei de funcţionare asupra solicitării de contact statice, se alege din tabelul 1.1 din STAS 12268-84, pag.6, în funcţie de material ; $Z_{Nst} = \sqrt[m_H]{\frac{N_{HB}}{N_{Hst}}}$

$Z\sigma$ = factor de influenţă global asupra solicitărilor de contact

$= Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R Z_W \cdot Z_x \cdot Z_N$

Pentru calcularea tensiunilor admisibile la solicitările de contact, se aleg valorile coeficienţilor de siguranţă admisibili (prescrişi) la oboseală şi la solicitări statice, S_{HP} şi $S_{HP\,st}$ conform STAS 12268-84, tabelul 6.1, pag.28 (valori normale între 1,15 şI 1,5).

Tensiunile admisibile la solicitările de contact de oboseală şi statice au expresiile:

$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\,lim\,x}}{S_{HP}}$ $\qquad$ şi $\qquad \sigma_{HP\,st} = \frac{\sigma_{H\,lim\,st}}{S_{HP\,st}}$

Pe diagramele din fig.2.2.4.1a şI 2.2.4.1b se disting trei domenii:

1. $N_H \geq N_{HB}$: solicitări de oboseală la durabilitate nelimitată.

Scanned with OKEN Scanner

2. $N_{Hst} < N_H < N_{HB}$: solicitări de oboseală la durabilitate limitată.

3. $N_H \leq N_{Hst}$: suprasolicitări de scurtă durată, la care se aplică criterii de solicitări statice.

Segmentele $\overline{S_e B_e}$ și $\overline{SB}$ pot fi definite prin ecuații de forma:

$$\sigma_{H\,lim\,xe}^{m_H} \cdot N_{HE} = constant = \sigma_{H\,lim\,b}^{m_H} \cdot N_{HB}$$

$$\sigma_{H\,lim\,x}^{m^*_H} \cdot N_{HE} = constant = \sigma_{H\,lim}^{m^*_H} \cdot N_{HB}$$

2.2.4.2. Tensiunile periculoase și admisibile în cadrul solicitărilor de rupere prin încovoiere a dinților angrenajelor.

În figura 2.2.4.2 au fost reprezentate în coordonate logaritmice curbele de oboseală la solicitarea de încovoiere a dinților angrenajelor (Figura 2.2.4.2.b) și a epruvetei netede (Figura 2.2.4.2.a).

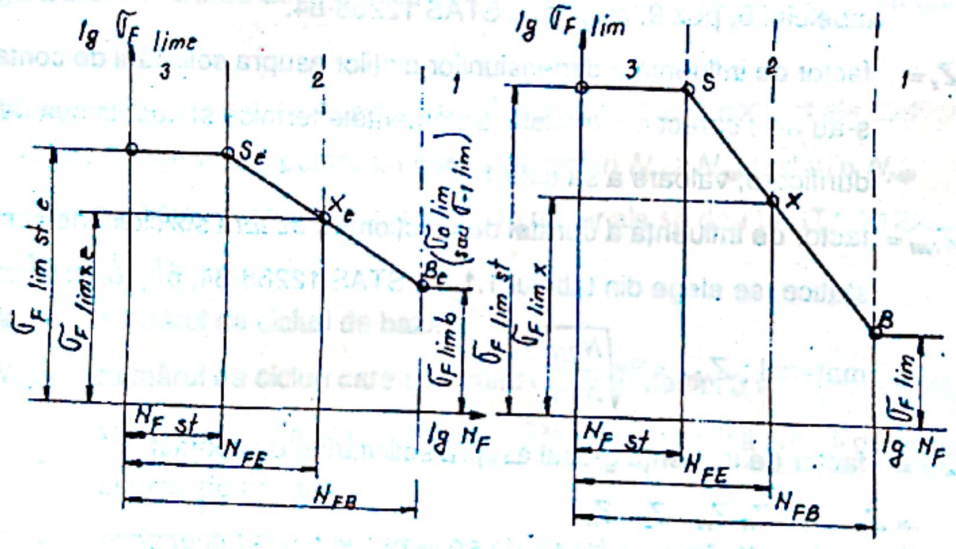


Figura 2.2.4.2.a (pentru epruvetă) Figura 2.2.4.2.b (pentru dantură)

Figura 2.2.4.2 - Curba de oboseală la încovoiere pentru epruvetă și pentru dantura dată

În diagramele din figura 2.2.4.2 se disting aceleași trei zone ca și în diagramele din figura 2.2.4.1, cu deosebirea că indicele H este înlocuit cu indicele F (flexiune, încovoiere). Segmentele $\overline{S_e B_e}$ și $\overline{SB}$ pot fi deasemeni definite prin relații exponențiale:

$$\sigma_{F\,limxe}^{m_F} \cdot N_{FE} = \text{constant} = \sigma_{F\,limb}^{m_F} \cdot N_{FB}$$

$$\sigma_{F\,limx}^{m^*_F} \cdot N_{FE} = \text{constant} = \sigma_{F\,lim}^{m^*_F} \cdot N_{FB}$$

Scanned with OKEN Scanner

S-au folosit notaţii cu următoarele semnificaţii:

$\sigma_{F\,lim\,st\,e}$= rezistenţa la solicitarea de încovoiere statică (suprasarcini) a epruvetei (dantură de referinţă)

$\sigma_{F\,lim\,st}$ = rezistenţa la solicitarea de încovoiere statică (suprasarcini) pentru dantura dată.

$\sigma_{F\,lim\,b}$ = rezistenţa la oboseală de bază la solicitările de încovoiere ale epruvetei. Valoarea ei se obţine din valoarea tensiunii limită la încovoiere pulsatorie pentru roţi dinţate = $\sigma_{F\,lim}$ pe baza uneia din relaţiile:

$$\sigma_{F\,lim\,b} = \begin{cases} \sigma_{o\,lim\,b} = 2 \cdot \sigma_{F\,lim} & \textit{pentru solicitari pulsatorii} \\ \sigma_{-1\,lim\,b} = 0{,}7 \cdot \sigma_{o\,lim\,b} & \textit{pentru solicitari alternante} \end{cases}$$

$\sigma_{F\,lim}$= rezistenţa la oboseală de bază la solicitările de încovoiere ale danturii date.

N_{FB} = numărul de cicluri de bază în solicitările de oboseală date de încovoiere (se adoptă din tabelul 1.1 STAS 12268-84).

$N_{F\,st}$ = numărul de cicluri care caracterizează domeniul 3 al suprasarcinilor considerate solicitări statice de încovoiere. Se adoptă din tabelul 1.1 STAS 12268-84.

m_F = exponentul ecuaţiei curbei de oboseală la încovoiere (pentru epţuvetă).

m^*_F =exponentul ecuaţiei curbei de oboseală la încovoiere pentru dantura dată. Ele se calculează cu relaţiile:

$$m_F = \frac{\lg\left(\frac{N_{FB}}{N_{F\,st}}\right)}{\lg\left(\frac{\sigma_{F\,lim\,st\,e}}{\sigma_{F\,lim\,b}}\right)} \quad \text{şi} \quad m^*_F = \frac{\lg\left(\frac{N_{FB}}{N_{F\,st}}\right)}{\lg\left(\frac{\sigma_{F\,lim\,st}}{\sigma_{F\,lim}}\right)}$$

$$\sigma_{F\,lim\,st} = \sigma_{F\,lim\,st\,e} \cdot Y_{\delta\,st} = \sigma_{F\,lim\,b} \cdot Y_{N\,st} \cdot Y_{\delta\,st}$$

$$Y_{N\,st} = m_F\sqrt{\frac{N_{FB}}{N_{F\,st}}} \qquad Y_{N\,e} = m_F\sqrt{\frac{N_{FB}}{N_{FE}}} \qquad Y_N = m^*_F\sqrt{\frac{N_{FB}}{N_{FE}}}$$

$$\sigma_{F\,lim} = \sigma_{F\,lim\,b} \cdot Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_x$$

$$\sigma_{F\,lim\,x} = \sigma_{F\,lim} \cdot Y_N$$

Scanned with OKEN Scanner

Y_δ , $Y_{\delta st}$ = factorii sensibilității materialului la concentratorul de tensiune de la baza dintelui, conform STAS 12268-84 (Fig.7.15...7.16, pag.45...46).

Y_R = factorul de influență a rugozităților, conform Fig.7.17, pag.46 din STAS 12268-84.

Y_x = factorul de influență a dimensiunilor dinților. Pentru module sub 5 mm. $Y_x = 1$.

Coeficineții de siguranță admisibili (prescriși) se aleg din Tabelul 6.1, pag.28 din STAS 12268-84, valorile considerate normale fiind: $S_{FP} = S_{FP\,st} = 1{,}25$

Tensiunile admisibile se vor calcula prin împărțirea valorilor tensiunilor periculoase la coeficienții de siguranță respectivi:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F\,lim\,x}}{S_{FP}} \quad \text{și} \quad \sigma_{FP\,st} = \frac{\sigma_{F\,lim\,st}}{S_{FP\,st}}$$

sau:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F\,lim\,b} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_x}{S_{FP}} = \frac{\sigma_{F\,lim\,b} \cdot Y_\sigma}{S_{FP}}$$

$$\sigma_{FP\,st} = \frac{\sigma_{F\,lim\,st}}{S_{FP\,st}} = \sigma_{F\,lim\,b} \cdot Y_{N\,st} \cdot Y_{\delta\,st} / S_{FPst}$$

cu Y_σ s-a notat coeficientul de influență global al solicitărilor de încovoiere asupra rezistenței la oboseală = $Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_x$.

2.2.5 Sarcina nominală de calcul de rezistență a angrenajelor

2.2.5.1 Sarcina nominală de calcul în cazul unor încărcări constante.

Dacă diagrama în care se reprezintă valorile momentului de torsiune (T) în funcție de numărul ciclurilor de funcționare (ciclograma de încărcare) are aspectul din Figura 2.2.5.1 (constantă), mărimile necesare calculului de rezistență a angrenajelor sunt date de relațiile următoare:

Momentul de torsiune în cazul solicitării de contact (T_H) și momentul de torsiune în cazul solicitării de încovoiere (T_F) sunt egale (T):

$T_1 = 9{,}55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_1}{n_1}$ (N · mm) - la arborele 1 ; P_1 = puterea (kW) ; n_1 = turația (rot/min)

Numărul (echivalent) de cicluri de funcționare în cazul solicitării de contact (N_H) și în cazul solicitării de încovoiere (N_F) sunt egale:

$N_{H1} = N_{F1} = N_1 = 60 \cdot D_{h1} \cdot n_1$ (D_{h1} = durata de funcționare în ore la arborele 1)

Scanned with OKEN Scanner

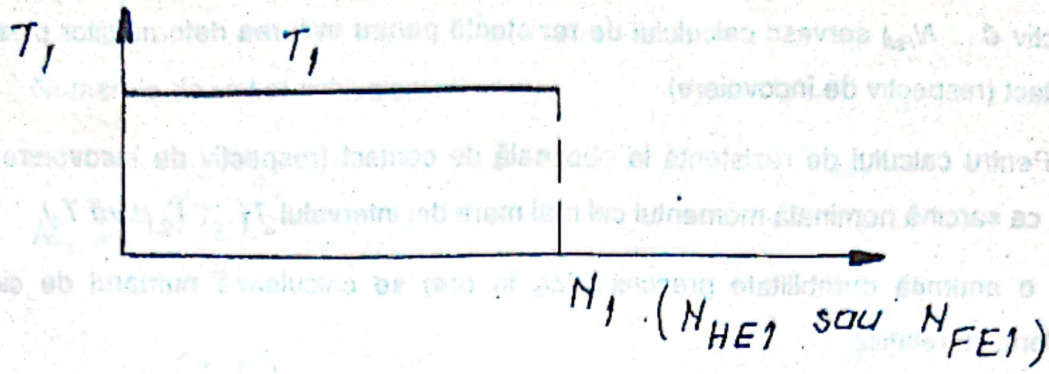
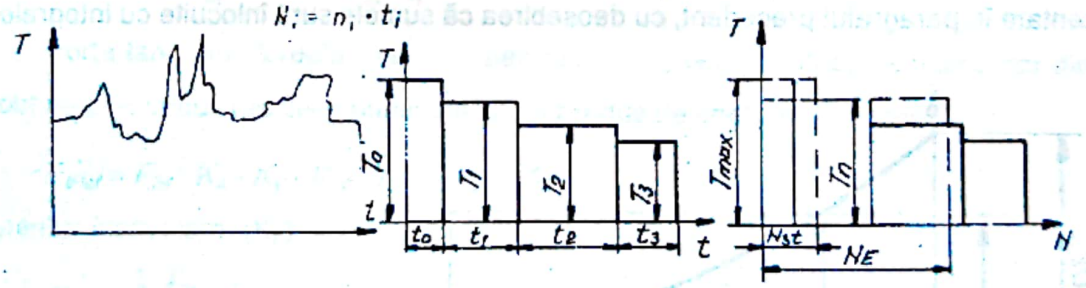


Fig. 2.2.5.1 Ciclograma de încărcare constantă

2.2.5.2 *Sarcina nominală (de calcul) în cazul unei încărcări în trepte*

Cunoscând curba caracteristică de funcționare a angrenajului ($T = f(t, n)$) se pot ordona valorile T în ordine descrescătoare în funcție de intervalele de timp (t_i) în care se transmit momente de torsiune de aceeași valoare, sau în funcție de numerele de cicluri de solicitare corespunzătoare, determinate cu relația:

$$N_i = n_i \cdot t_i$$



a. Curba caracteristică b. Histograma T = f(t) c. Ciclograma T = f(N)

Fig. 2.2.5.2 Încărcarea în trepte

În calculele de rezistență nu se iau în considerare suprasarcinile de vârf de durată mică (aplicate un număr de cicluri de solicitare mai mic decât N_{Hst} respectiv decât N_{Fst}

Scanned with OKEN Scanner

Sarcinile maxime aplicate unui număr de cicluri cuprins în intervalul *0 ... N_{Hst}* (respectiv *0 ... N_{Fst}*) servesc calculului de rezistență pentru evitarea deformațiilor plastice de contact (respectiv de încovoiere).

Pentru calculul de rezistență la oboseală de contact (respectiv de încovoiere) se adoptă ca sarcină nominală momentul cel mai mare din intervalul T_1 ... T_n *(fără T_0).*

Pentru o anumită durabilitate prescrisă (D_h în ore) se calculează numărul de cicluri echivalent, cu relațiile:

$$N_{HE} = \sum_i \left(\frac{T_i}{T_n}\right)^{\frac{m_H}{2}} \cdot N_i = \sum_i \left(\frac{T_i}{T_n}\right)^{\frac{m_H}{2}} \cdot n_i \cdot t_i$$

$$N_{FE} = \sum_i \left(\frac{T_i}{T_n}\right)^{m_F} \cdot N_i = \sum_i \left(\frac{T_i}{T_n}\right)^{m_F} \cdot n_i \cdot t_i$$

$$D_h = \frac{1}{60}\sum t_i(ore) \qquad [t_i(\min)]$$

2.2.5.3 Sarcina nominală (de calcul) în cazul unei încărcări variabile continuu.

Pentru o încărcare variabilă continuu rămân valabile toate considerentele prezentate în paragraful precedent, cu deosebirea că sumele sunt înlocuite cu integrale:

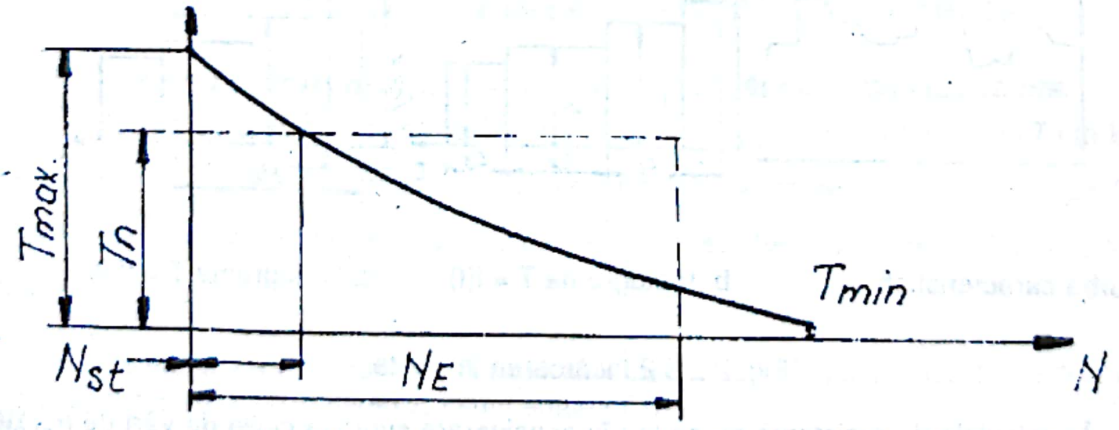


Fig.2.2.5.3 Ciclograma de încărcare variabilă continuu.

Scanned with OKEN Scanner

Numerele de cicluri echivalente:

$$N_{HE} = \int_{T_{min}}^{T_{max}} \left(\frac{T_i}{T_n}\right)^{\frac{m_H}{2}} \cdot dN_{Hi}$$

$$N_{FE} = \int_{T_{min}}^{T_{max}} \left(\frac{T_i}{T_n}\right)^{m_F} \cdot dN_{Fi}$$

Dacă nu se cunoaşte curba caracteristică de funcţionare a angrenajului se consideră ca sarcină nominală valoarea cea mai mare şi cea mai probabilă a sarcinii transmise îndelungat, evaluându-se şi suprasarcinile.

2.2.6 Încărcările reale ale angrenajelor

Forţa tangenţială nominală F_{tH} pentru solicitările de contact sau F_{tF} pentru cele de încovoiere) se determină cu relaţiile:

$$F_{tH(F)} = \frac{2 \cdot T_{H1(F1)}}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 9{,}55 \cdot 10^6 \cdot P_1}{d_{w1} \cdot n_1}$$

Forţa tangenţială reală (efectivă) pentru solicitările de contact ale flancurilor dinţilor se obţine prin înmulţirea celei nominale cu un produs de coeficienţi (factori), K_H:

$$F_{tHef} = F_{tH} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} = F_{tH} \cdot K_H$$

iar pentru încovoiere: (K_F)

$$F_{tFef} = \frac{2 \cdot T_{F1}}{d_{w1}} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} = F_{tF} \cdot K_F$$

unde:

K_A = factor de utilizare în funcţie de maşina motoare şi de cea antrenată, având valori în domeniul 1 ... 2,25, conform tabelului 3 din STAS 12268-84, pag.12.

K_V = factor (de viteză) dinamic în funcţie de clasa de precizie a angrenajului şi produsul $v \cdot z_1$, având valori în domeniul 1,1 ... 1,4, conform Fig. 3.4 şi 3.5 din STAS 12268-84, pag. 16.

Scanned with OKEN Scanner

$K_{H\beta}$ = factorul repartiției sarcinii pe lățimea danturii pentru solicitarea de contact, conform tabelului 4 din STAS 12268-84, pag. 17 ... 23. La predimensionare se pot adopta valori în domeniul 1,3 ... 1,4.

$K_{H\alpha}$ = factorul repartiției sarcinii între dinți, conform tabelului 5 din STAS 12268-84 pag. 25. (pentru solicitarea de contact).

$K_{F\beta}$ = factorul repartiției sarcinii pe lățimea danturii pentru solicitarea de încovoiere,conform STAS 12268-84 tabelul 4 punctul 3 sau din Fig. 4.6 pag. 24. La predimensionare se poate adopta o valoare în domeniul 1,3 ... 1,5.

$K_{F\alpha}$ = factorul repartiției sarcinii între dinți pentru solicitarea de încovoiere $= 1 + 2 \cdot (K_{H\alpha} - 1)$, sau conform STAS 12268-84 tabelul 5, pag.25.

Un angrenaj paralel cilindric cu dantura dreaptă evolventică poate funcționa cu angrenare lină, fără șocuri la intrarea în angrenare a dinților numai dacă sunt satisfăcute următoarele condiții:

1 - Gradul de acoperire din angrenare (ε_α) să fie supraunitar ($2 \geq \varepsilon_\alpha \geq 1,2$)

2- Raportul pașilor de bază ai celor două roți dințate ale angrenajului trebuie să fie egal cu unitatea.

Dacă sunt îndeplinite aceste două condiții, la intrarea și la ieșirea din angrenare există o angrenare bipară, solicitarea împărțindu-se pe cele două perechi de dinți aflate simultan în angrenare. (Fig. 2.2.6.1.a).

Solicitarea (forța normală pe dinte F_n), în cazul ideal (a) va acționa cu valoarea integrală numai în faza de angrenare unipară (în vecinătatea polului angrenării), când va fi aplicată mai aproape de baza dinților, în apropierea cercurilor de rostogolire, deci va rezulta un moment încovoietor mai mic.

Dacă raportul pașilor de bază ai celor două roți este diferit de 1, atunci sarcina va acționa cu întreaga sa valoare chiar la intrarea în angrenare (Fig. 2.2.6.1.b) și, respectiv, la ieșirea din angrenare (Fig. 2.2.6.1.c), fiind aplicată la vârful dinților roții mari și, respectiv, ai roții mici, rezultând momente încovoietoare mult mai mari.

Deoarece practic nu se pot realiza danturi fără erori ale pașilor de bază, se admite ca ipoteză de calcul acoperitoare că încărcarea se face cu valoarea integrală a forței normale, tot timpul.

Scanned with OKEN Scanner

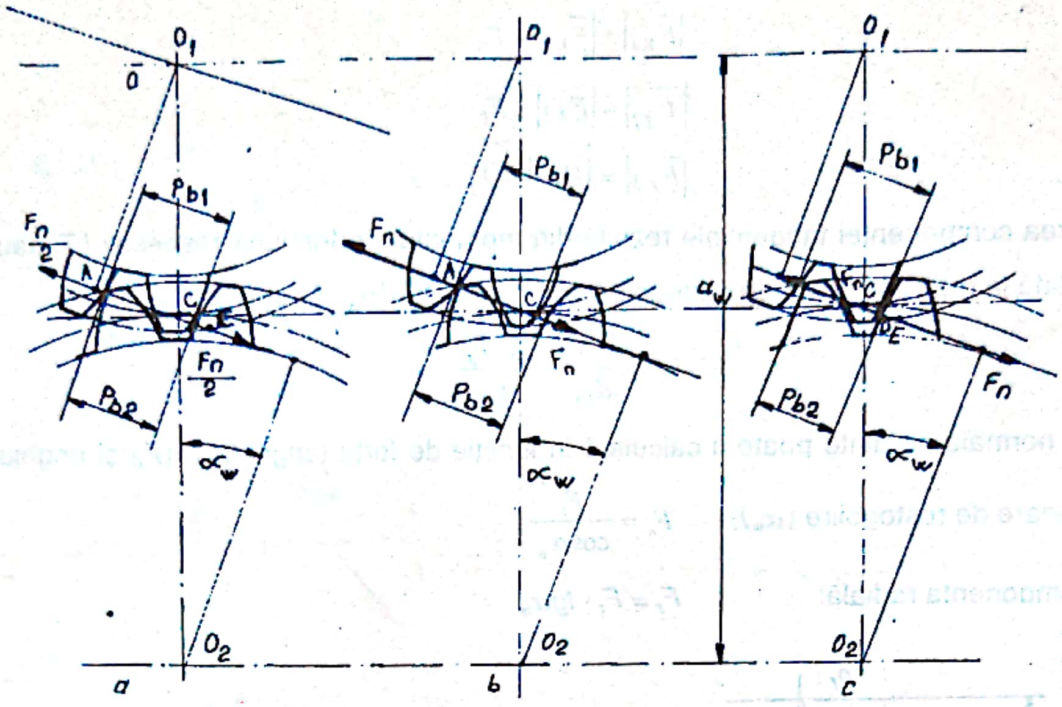


Fig. 2.2.6.1 Variaţia sarcinii normale pe dinte în funcţie de raportul paşilor pe cercurile de bază: a. $p_{b1} = p_{b2}$; b. $p_{b1} < p_{b2}$; c. $p_{b1} > p_{b2}$

2.2.7 Forţele nominale din angrenare

2.2.7.1 *Forţele din angrenare în faza de angrenare unipară.*

În vecinătatea polului angrenării (C), în zona de angrenare unipară, forţa normală pe flancul dinţilor, F_n, acţionează cu întreaga ei valoare. Sensul forţei normale pe dintele roţii conduse, 2, este în direcţia vitezei tangenţiale, având ca suport linia de angrenare (Fig. 2.2.7.1.1).

Forţa normală pe dintele roţii 1 (Fn1) este egală şi direct opusă forţei normale pe dintele roţii 2:

$$\overline{F}_{n1} = -\overline{F}_{n2}$$

Descompunând aceste forţe pe direcţiile tangenţială şi radială se obţin componentele:

$$\overline{F}_{t1} = -\overline{F}_{t2} \qquad \text{şi} \qquad \overline{F}_{r1} = -\overline{F}_{r2}$$

Scanned with OKEN Scanner

Notând modulele acestor forțe cu:

$$|\overline{F}_{n1}| = |\overline{F}_{n2}| = F_n$$

$$|\overline{F}_{t1}| = |\overline{F}_{t2}| = F_t$$

$$|\overline{F}_{r1}| = |\overline{F}_{r2}| = F_r$$

valoarea componentei tangențiale rezultă din momentul de torsiune respectiv (T_1 sau T_2) raportată la raza cilindrului de rostogolire corespunzător ($d_{w1}/2$ sau $d_{w2}/2$):

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot T_2}{d_{w2}}$$

Forța normală pe dinte poate fi calculată în funcție de forța tangențială (F_t) și unghiul de angrenare de rostogolire (α_w): $F_n = \dfrac{F_t}{\cos\alpha_w}$

iar componenta radială: $F_r = F_t \cdot tg\alpha_w$

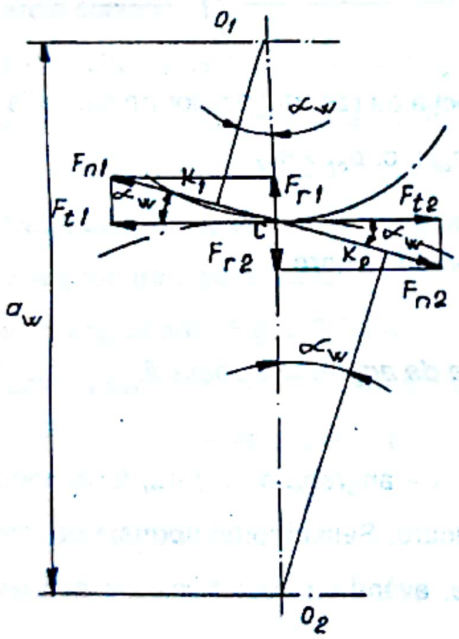


Fig.2.2.7.1.1 Forțele din angrenare în faza de angrenare unipară (în polul angrenării, C)

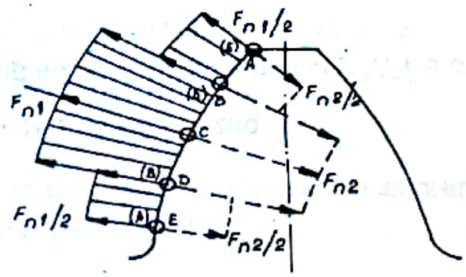


Fig. 2.2.7.2.1 Variația forței normale pe dinte în timpul angrenării

Scanned with OKEN Scanner

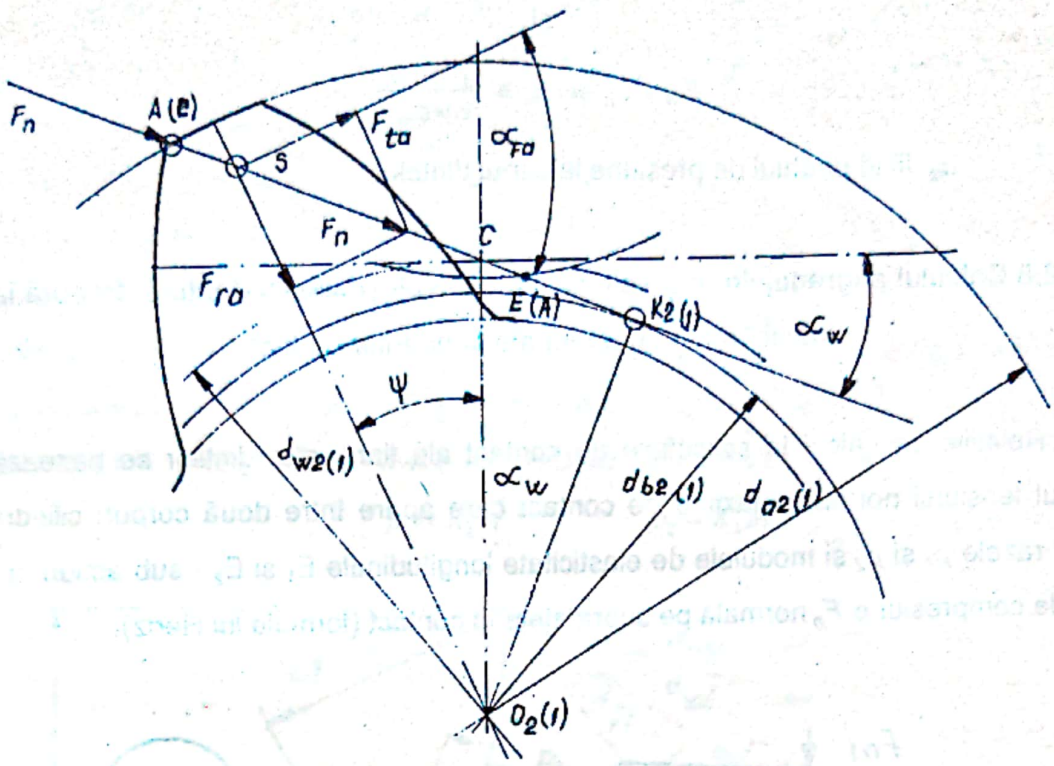


Fig. 2.2.7.2.2. Forţele din angrenare în faza bipară de angrenare

2.2.7.2 *Forţele din angrenare în faza de angrenare bipară.*

În faza de angrenare bipară, când sunt două perechi de dinţi în contact, valoarea forţei normale ar trebui să fie pe jumătate faţă de valoarea din faza de angrenare unipară (F_n). În timpul angrenării forţa normală este aplicată în puncte diferite de-a lungul segmentului de angrenare ABCDE - având şi valori şi direcţii variabile în timp, în raport cu axa dintelui, aşa cum este arătat în Fig. 2.2.7.2.1 pentru un dinte al roţii conduse 2.

Totuşi, având în vedere impreciziile execuţiei danturilor conjugate, aşa cum s-a arătat, şi în fazele de angrenare bipare din vecinătatea intrării şi ieşirii din angrenare (punctele A şi E) se va considera că forţa normală acţionează cu valoarea integrală, F_n.

În Fig. 2.2.7.2.2 este reprezentată solicitarea unui dinte al roţii 2 (1) la intrarea în angrenare (punctul A). Deplasând punctul de aplicaţie al forţei normale din A în S (punctul S este dat de intersecţia liniei de angrenare cu axa dintelui), şi descompunând-o după o direcţie tangenţială şi una radială, se obţin componentele:

Scanned with OKEN Scanner

$$F_{ta} = F_n \cdot \cos\alpha_{fa} = \frac{F_t \cdot \cos\alpha_{fa}}{\cos\alpha_w}$$

și

$$F_{ra} = F_n \cdot \sin\alpha_{fa} = \frac{F_t \cdot \sin\alpha_{fa}}{\cos\alpha_w}$$

α_{fa} fiind unghiul de presiune la capul dintelui.

2.2.8 Calculul angrenajelor paralele cilindrice evolventice cu dantură dreaptă la solicitările de contact ale flancurilor dinților

Relațiile de calcul la solicitările de contact ale flancurilor dinților se bazează pe calculul tensiunii normale maxime de contact care apare între două corpuri cilindrice - având razele ρ_1 și ρ_2 și modulele de elasticitate longitudinale E_1 și E_2 - sub acțiunea unei forțe de compresiune F_n normală pe suprafețele în contact (formula lui Hertz):

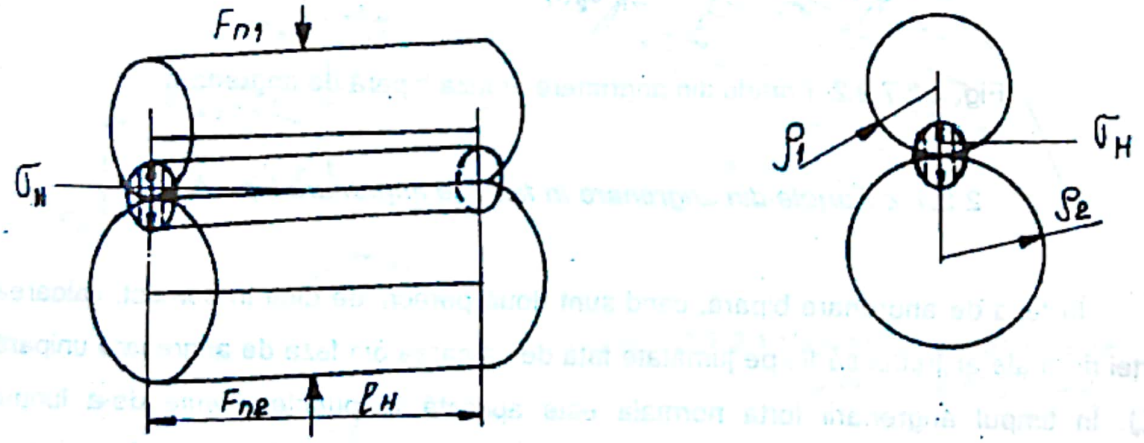


Fig. 2.2.8.1 Tensiunile de contact dintre două corpuri cilindrice

$$\sigma_H = 0{,}592 \cdot \sqrt{\frac{F_n \cdot E_e}{l_H \cdot \rho_e}} \quad \text{(MPa)} \qquad (2.2.8.1)$$

relație în care: $\rho_e = \frac{2 \cdot \rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$ este raza de curbură echivalentă (mm)

$E_e = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$ este modulul de elasticitate longitudinal echivalent, pentru materialele celor doi cilindri (MPa)

Scanned with OKEN Scanner

l_H este lungimea de contact (mm)

F_n este forța normală pe suprafețele cilindrice în punctul de contact

Sub acțiunea forțelor normale, suprafața de contact (teoretic este generatoarea comună) se aplatisează până când suma tensiunilor normale de contact pe suprafața de contact echilibrează forțele F_n.

Relația (2.2.8.1) dă valoarea tensiunii normale maxime (de contact) pentru care deformațiile rămân elastice.

Această relație de calcul se poate aplica și danturilor angrenajelor, cu diferența că flancurile evolventice ale dinților au raze de curbură variabile în funcție de poziția punctului comun de contact de-a lungul segmentului de angrenare. Razele de curbură corespunzătoare unei poziții oarecare a punctului de contact (Fig. 2.2.8.2, punctul M) sunt: $\rho_1 = \overline{K_1M}$ $\rho_2 = \overline{K_2M}$

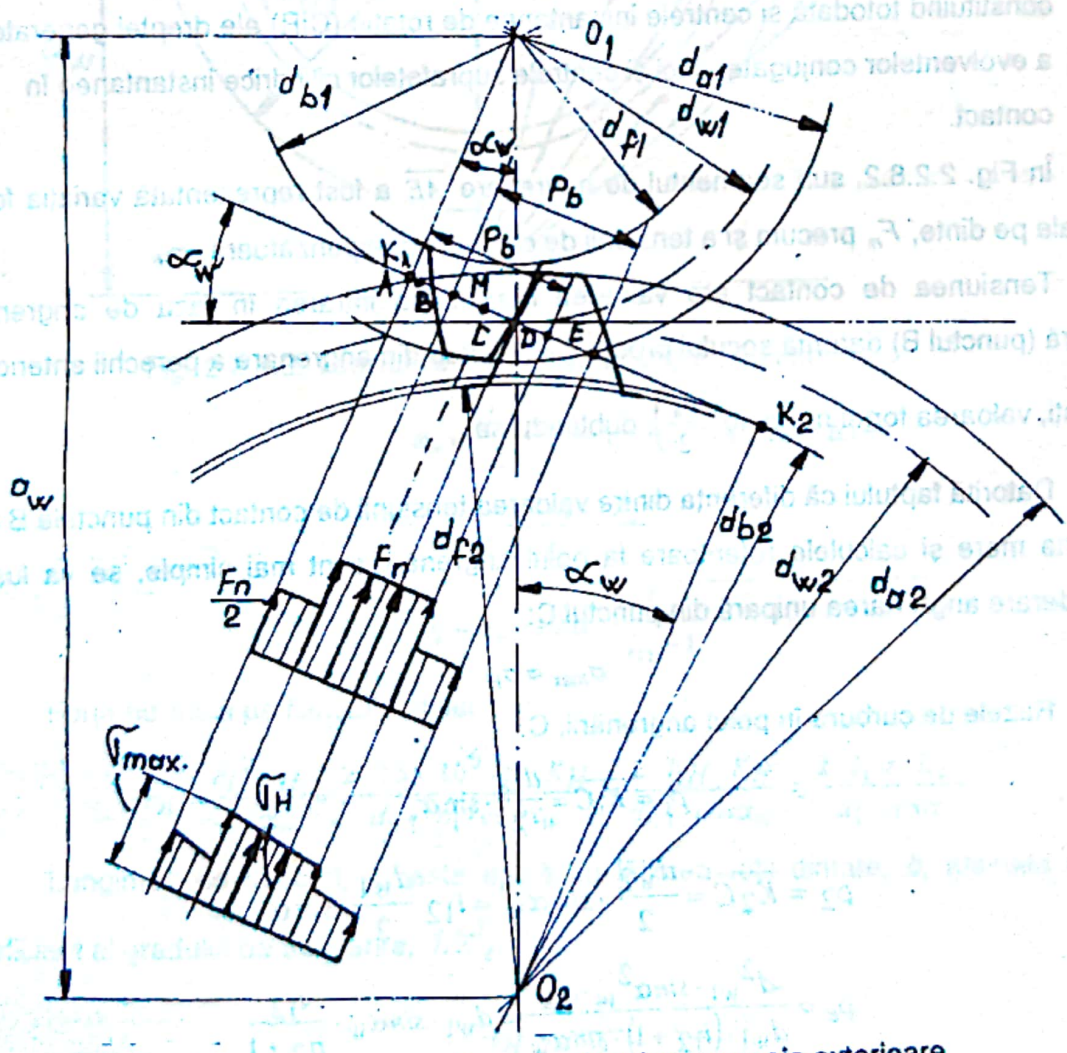


Fig. 2.2.8.2. Tensiunile de contact la angrenaje exterioare

Scanned with OKEN Scanner

S-au folosit notaţiile:

A - punctul de început a angrenării, situat la intersecţia liniei de angrenare cu cercul de cap al roţii 2.

E - punctul de ieşire din angrenare, situat la intersecţia liniei de angrenare cu cercul de cap al roţii 1.

C - polul angrenării.

B - punctul de intrare în faza de angrenare unipară, obţinut prin măsurarea unui pas de bază de la punctul E spre punctul A.

D - punctul de ieşire din faza de angrenare unipară, obţinut prin măsurarea unui pas de bază de la punctul A spre punctul E.

M - punct de contact cu poziţie variabilă între A şi E.

K_1,K_2 -punctele de tangenţă ale liniei de angrenare cu cercurile de bază 1, respectiv 2, constituind totodată şi centrele instantanee de rotaţie (CIR) ale dreptei generatoare a evolventelor conjugate, deci şi centrele suprafeţelor cilindrice instantanee în contact.

În Fig. 2.2.8.2, sub segmentul de angrenare $\overline{AE}$ a fost reprezentată variaţia forţei normale pe dinte, F_n, precum şi a tensiunii de contact corespunzătoare, σ_H.

Tensiunea de contact are valoarea maximă la intrarea în faza de angrenare unipară (punctul B) datorită şocului produs prin ieşirea din angrenare a perechii anterioare de dinţi, valoarea forţei normale $\frac{F_n}{2}$), dublându-se.

Datorită faptului că diferenţa dintre valoarea tensiunii de contact din punctele B şi C nu este mare şi calculele referitoare la polul angrenării sunt mai simple, se va lua în considerare angrenarea unipară din punctul C:

$$\sigma_{max} \approx \sigma_H$$

Razele de curbură în polul angrenării, C:

$$\rho_1 = \overline{K_1 C} = \frac{d_{w1}}{2} \cdot \sin\alpha_w$$

$$\rho 2 = \overline{K_2 C} = \frac{d_{w2}}{2} \cdot sin\alpha_w = i_{12} \frac{d_{w1}}{2} \cdot sin\alpha_w$$

$$\rho_e = \frac{d^2_{w1} \cdot sin\alpha^2_w \cdot i_{12}}{d_{w1} \cdot (i_{12}+1) \cdot sin\alpha_w} = d_{w1} \cdot sin\alpha_w \cdot \frac{i_{12}}{i_{12}+1}$$

Scanned with OKEN Scanner

În cazul angrenajelor interioare (Fig. 2.2.8.3) lungimea segmentului $\overline{K_1K_2}$ este dată de diferența razelor de curbură: $\overline{K_1K_2} = \overline{K_2C} - \overline{K_1C} = \rho_{2C} - \rho_{1C}$

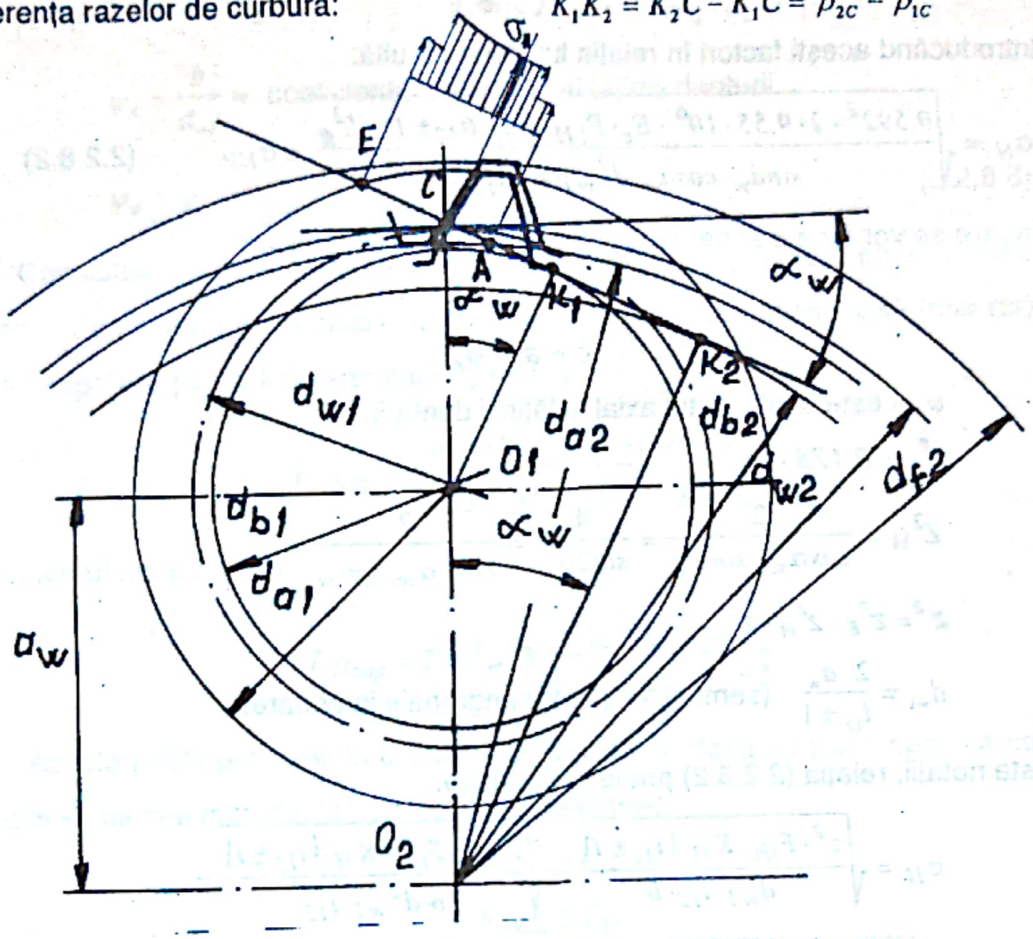


Fig. 2.2.8.3. Tensiunile de contact la angrenaje interioare

$$a_w = \frac{d_{w1}}{2} \cdot (i_{12} - 1)$$ distanța dintre axe

$$\rho_e = \frac{2 \cdot \rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_2 - \rho_1}$$

$$\rho_e = d_{w1} \cdot \sin\alpha_w \cdot \frac{i_{12}}{i_{12} - 1}$$

Forța normală pe flancul dintelui:

$$F_n = \frac{F_t \cdot K_H}{\cos\alpha_w} = \frac{2 \cdot 9{,}55 \cdot 10^6 \cdot P_1 \cdot K_H}{d_{w1} \cdot n_1 \cdot \cos\alpha_w} = \frac{2 \cdot T_{1H} \cdot K_H}{d_{w1} \cdot \cos\alpha_w} \cong \frac{2 \cdot T_{1H} \cdot K_H}{d_1 \cdot \cos\alpha}$$

Lungimea de contact, l_H, este egală cu lățimea roții dințate, b, afectată de un coeficient al gradului de acoperire, $1/Z_\varepsilon^2$:

$$l_H = \frac{b}{Z_\varepsilon^2}$$

Scanned with OKEN Scanner

$$z^2_\varepsilon = \frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}$$

Introducând acești factori în relația lui Hertz rezultă:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{0{,}592^2 \cdot 2 \cdot 9{,}55 \cdot 10^6 \cdot E_e \cdot P_{1H} \cdot K_H \cdot (i_{12} \pm 1) \cdot Z^2_\varepsilon}{sina_w \cdot cosa_w \cdot d^2_{w1} \cdot n_1 \cdot i_{12} \cdot b}} \le \sigma_{HP} \qquad (2.2.8.2)$$

În continuare se vor face o serie de grupări de factori și simplificări:

$$n_1 = i_{12} \cdot n_2$$

$$b = a_w \cdot \psi_a$$

ψ_a = este coeficientul axial al lățimii danturii.

$$Z^2_E = 0{,}175 \cdot E_e$$

$$Z^2_H = \frac{2}{cos\alpha_w \cdot sin\alpha_w} = \frac{4}{sin2\alpha_w} = \frac{2}{cos^2\alpha_w \cdot tg\alpha_w}$$

$$z^2 = z^2_E \cdot z^2_H \cdot z^2_\varepsilon$$

$$d_{w1} = \frac{2 \cdot a_w}{i_{12} \pm 1}$$ (semnul "–" pentru angrenaje interioare)

Cu aceste notații, relația (2.2.8.2) poate lua formele:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{z^2 \cdot F_{tH} \cdot K_H \cdot (i_{12} \pm 1)}{d_{w1} \cdot i_{12} \cdot b}} = \sqrt{\frac{z^2 \cdot 2 \cdot T_{1H} \cdot K_H \cdot (i_{12} \pm 1)}{b \cdot d^2_{w1} \cdot i_{12}}} =$$

$$= \sqrt{\frac{Z^2 \cdot 2 \cdot T_{1H} \cdot K_H \cdot (i_{12} \pm 1)^3}{a^3_w \cdot \psi_a \cdot 2^2 \cdot i_{12}}} \le \sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlimb} \cdot z_\sigma}{S_{HP}} \qquad (2.2.8.3)$$

sau:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{z^2 \cdot 2 \cdot 9{,}55 \cdot 10^6 \cdot P_{1H} \cdot K_H \cdot (i_{12} \pm 1)^3}{4 \cdot a^3_w \cdot \psi_a \cdot n_1 \cdot i_{12}}} \le \sigma_{HP} \qquad (2.2.8.4)$$

Relațiile (2.2.8.3) și (2.2.8.4) servesc în calitate de relații de verificare. Pentru dimensionare:

$$a_w \ge (i_{12} \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{z}{\frac{\sigma_{H\,lim\,b} \cdot z_\sigma}{S_{HP}}}\right)^2 \cdot \frac{4{,}775 \cdot 10^6 \cdot P_{1H} \cdot K_H}{\psi_a \cdot n_2 \cdot i^2_{12}}} \qquad (2.2.8.5)$$

sau:

$$a_w \ge (i_{12} \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{z}{\frac{\sigma_{H\,lim\,b} \cdot z_\sigma}{S_{HP}}}\right)^2 \cdot \frac{T_{1H} \cdot K_H}{2 \cdot \psi_a \cdot i_{12}}} \qquad (2.2.8.6)$$

Scanned with OKEN Scanner

$$d_{w1} \geq \sqrt[3]{\left(\frac{Z}{\sigma_{HP}}\right)^2 \cdot \frac{2 \cdot T_{1H} \cdot K_H \cdot (i_{12} \pm 1)}{\psi_d \cdot i_{12}}} = \sqrt[3]{\left(\frac{Z}{\sigma_{HP}}\right) \cdot \frac{2 \cdot 9.55 \cdot 10^6 \cdot P_{1H} \cdot K_H (i_{12} \pm 1)}{\psi_d \cdot n_2 \cdot i^2_{12}}} \qquad (2.2.8.7)$$

unde: $\psi_d = \frac{b}{d_{w1}}$ = coeficientul diametral al lățimii danturii

$$\psi_d = \psi_a \cdot \frac{i_{12} \pm 1}{2} \qquad (2.2.8.8)$$

Capacitatea portantă a unui angrenaj se poate defini prin puterea transmisibilă, prin momentul de torsiune transmisibil sau prin forța tangențială transmisibilă (mai rar). Astfel, puterea capabilă, poate fi determinată cu relația:

$$P_{1Hcap} = \frac{a^2{}_w \cdot b \cdot i_{12} \cdot n_1 \cdot (\sigma_{HP})^2{}_{min}}{4{,}775 \cdot 10^6 (i_{12} \pm 1)^3 \cdot K_H \cdot Z^2}$$

iar momentul de torsiune capabil:

$$T_{1Hcap} = 2 \cdot a^2{}_w \cdot b \cdot \frac{\cdot i_{12} (\sigma_{HP})^2{}_{min}}{(i_{12} \pm 1)^3 K_H \cdot Z^2}$$

Aceste relații pot servi în calculele de verificare, dacă se pune condiția ca valorile capabile să fie mai mari decât cele nominale (efective):

$$P_{1Hcap} \geq P_{1n}$$

$$T_{1Hcap} \geq T_{1n}$$

Tot pentru calcule de verificare poate fi determinată valoarea coeficientului de siguranță nominal (S_{Hmin}) care se compară cu valoarea coeficientului de siguranță admisibil (S_{HP}),

sau durabilitatea la oboseală calculată (N_H), care se compară cu durabilitatea prescrisă (admisibilă), (N_{HE}):

$$S_{H\,min} = \frac{a_w \cdot (\sigma_{H\,limx})_{min}}{z} \sqrt{\frac{2 \cdot b \cdot i_{12} \cdot n_1}{9{,}55 \cdot 10^6 \cdot P_{1H} \cdot K_H \cdot (i_{12} \pm 1)^3}} = \frac{a_w \cdot (\sigma_{H\,limx})_{min}}{z} \sqrt{\frac{2 \cdot b \cdot i_{12}}{T_{1H} \cdot K_H \cdot (i_{12} \pm 1)^3}} \geq S_{HP}$$

Durabilitatea la oboseală de contact: $N_H = N_{HB} \left(\frac{\sigma_{HP}}{\sigma_H}\right)^{m'_H}$:

$$N_H = N_{HB} \cdot \left(\frac{a_w \cdot \left(\frac{\sigma_{Hlimb}}{S_{HP}} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_x \right)_{min}}{Z} \cdot \sqrt{\frac{b \cdot n_1 \cdot i_{12}}{4{,}775 \cdot 10^6 \cdot P_{1H} \cdot K_H (i_{12} \pm 1)^3}} \right)^{m'_H}$$

Scanned with OKEN Scanner

$$N_H = N_{HB} \cdot \left(a_w \cdot \frac{\left(\frac{\sigma_{Hlimb}}{S_{HP}} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_x \right)_{min}}{Z} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot b \cdot i_{12}}{T_{1H} \cdot K_H \cdot (i_{12} \pm 1)^3}} \right)^{m^* n} \geq N_{HE}$$

Obs: indicele "min" indică valorile minime ale expresiei respective, determinată pentru roata 1 sau 2.

Calculul la suprasarcini, considerate solicitări statice de contact, se face în funcție de valorile solicitărilor maxime (T_{1Hmax} sau P_{1Hmax}) și de tensiunile admisibile pentru acestea (σ_{HPst}).

Tinând seama de relațiile de calcul ale tensiunii de contact pentru solicitările de regim (σ_H) și la suprasarcini (σ_{Hst}), rezultă:

$$\sigma_{Hst} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{1H\,max}}{T_{1H}}} = \sqrt{\frac{Z^2 \cdot 2 \cdot T_{1H\,max} \cdot K_H \cdot (i_{12} \pm 1)}{b \cdot d^2_{w1} \cdot i_{12}}} \leq \sigma_{HPst}$$

$$a_{w\,st} \geq (i_{12} \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{Z}{\sigma_{HPst}} \right)^2 \cdot \frac{T_{1H\,max} \cdot K_H}{2 \cdot \psi_a \cdot i_{12}}}$$

Similar, se pot deduce și relațiile (analoage celor date pentru calculele de rezistență la oboseală) pentru sarcina capabilă, coeficientul de siguranță nominal sau durabilitate.

2.2.9 Calculul de rezistență la solicitările de oboseală de contact a dinților angrenajelor cu cremalieră

Valoarea maximă a tensiunii nominale de contact se determină cu relația lui Hertz:

$$\sigma_H = 0{,}592 \sqrt{\frac{F_{nH} \cdot E_e}{\rho_e \cdot l_H}}$$

Modulul de elasticitate echivalent (în cazul în care pinionul și cremaliera sunt executate din materiale diferite): $E_e = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$

Raza de curbură echivalentă: $\rho_e = \frac{2 \cdot \rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} = \frac{2 \cdot \rho_1}{\frac{\rho_1}{\rho_2} + 1} = 2 \cdot \rho_1$

Scanned with OKEN Scanner

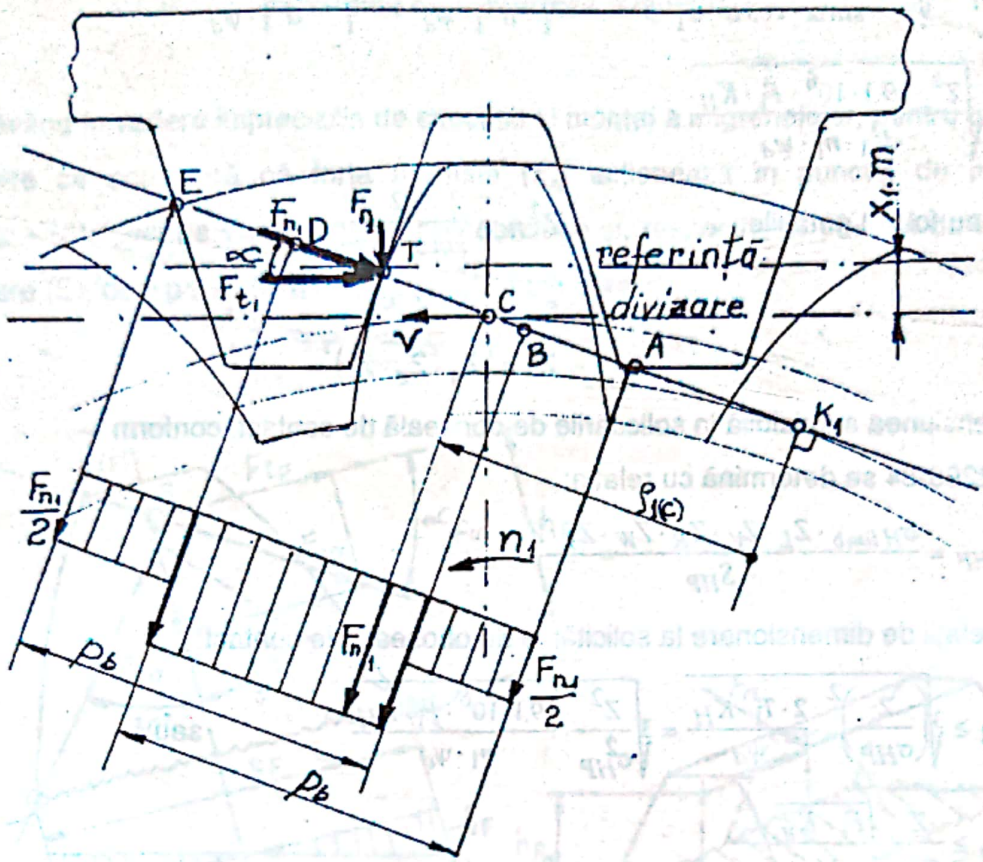


Fig. 2.2.9.1 Variația forței normale pe dinte în lungul segmentului de angrenare la angrenajele cu cremalieră.

(S-a împărțit atât numărătorul cât și numitorul fracției cu raza de curbură a flancului dintelui cremalierei, ρ_2, care este infinită).

Conform notațiilor din Fig.2.2.9.1:

$$\rho_1 = \overline{K_1 C} = \frac{d_1}{2} \cdot \sin\alpha$$

$$\rho_e = 2 \cdot \rho_1 = d_1 \cdot \sin\alpha$$

Lungimea dintelui:

$$l_H = \frac{b}{Z_\varepsilon^2} = \frac{d_1 \cdot \psi_d}{Z_\varepsilon^2}$$

Cu aceste precizări, tensiunea nominală de contact poate fi calculată cu una din următoarele relații:

Scanned with OKEN Scanner

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{0{,}175 \cdot 2 \cdot E_e \cdot F_t \cdot K_H \cdot Z^2_\varepsilon}{\sin\alpha \cdot \cos\alpha \cdot d_1 \cdot b}} = \sqrt{\frac{Z^2 \cdot F_t \cdot K_H}{d^2_1 \cdot \psi_d}} = \sqrt{\frac{Z^2 \cdot 2 \cdot T_1 \cdot K_H}{d^3_1 \cdot \psi_d}} =$$

$$= \sqrt{\frac{Z^2 \cdot 19{,}1 \cdot 10^6 \cdot P_1 \cdot K_H}{d^3_1 \cdot n_1 \cdot \psi_d}} \leq \sigma_{HP}$$

S-au folosit notațiile:

$$Z^2_H = \frac{2}{\sin\alpha \cdot \cos\alpha}$$

$$Z^2_E = 0{,}175 \cdot E_e$$

$$Z^2 = \left(Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon\right)^2$$

Tensiunea admisibilă la solicitările de oboseală de contact, conform STAS 12268-84 se determină cu relația:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\,limb} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_x \cdot Z_N}{S_{HP}}$$

Relații de dimensionare la solicitările de oboseală de contact:

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\left(\frac{Z}{\sigma_{HP}}\right)^2 \cdot \frac{2 \cdot T_1 \cdot K_H}{\psi d}} = \sqrt[3]{\frac{Z^2}{\sigma^2_{HP}} \cdot \frac{19{,}1 \cdot 10^6 \cdot P_1 \cdot K_H}{n_1 \cdot \psi_d}}$$ sau:

$$d_1 \geq \frac{Z}{\sigma_{HP}} \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H}{\psi_d}}$$

Calculul de rezistență la solicitările prin sarcini statice de contact (suprasarcini) a dinților angrenajelor cu cremalieră se face în același mod.

Relațiile stabilite pentru solicitările prin oboseală de contact pot fi transformate ușor pentru a fi aplicate în cazul sarcinilor statice de contact, făcându-se următoarele substituiri:

$\sigma_H \rightarrow \sigma_{Hmax}$

$\sigma_{HP} \rightarrow \sigma_{HPst}$

$S_{HP} \rightarrow S_{HPst}$

$T_1 \rightarrow T_{1max}$ *sau* $F_t \rightarrow F_{tmax}$

$P_1 \rightarrow P_{1max}$

Ca exemplu, relația de calcul a diametrului de divizare în funcție de forța tangențială va avea forma:

$$d_{1st} = \frac{Z}{\sigma_{HPst}} \sqrt{\frac{F_{t\,max} \cdot K_H}{\psi_d}}$$

În final se va adopta cea mai mare valoare rezultată din calcule.

Scanned with OKEN Scanner

2.2.10 Calculul angrenajelor paralele cilindrice evolventice cu dantură dreaptă la solicitările de încovoiere a dinților.

Având în vedere impreciziile de execuție și montaj a angrenajelor, pentru calculul la încovoiere se consideră că forța normală (F_n) acționează în punctul de intrare în angrenare (A), deci pe vârful dintelui roții conduse și, respectiv, în punctul de ieșire din angrenare (E), deci pe vârful dintelui roții conducătoare.

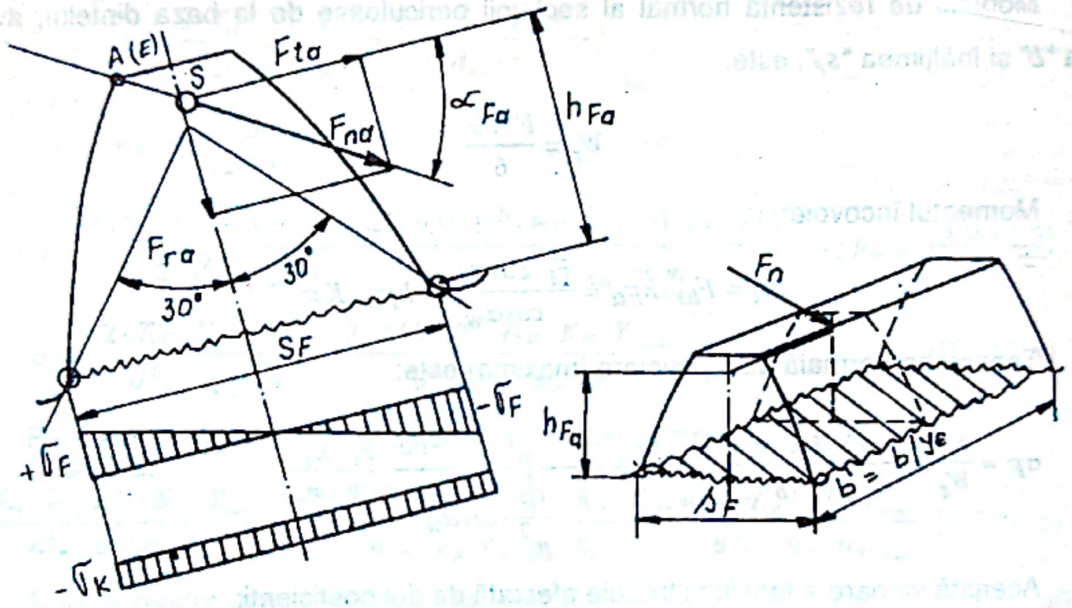


Fig.2.2.10.1 Solicitările de încovoiere și compresiune ale dintelui roții conduse, la intrarea în angrenare.

În Fig. 2.2.10.1 este reprezentată schema de solicitare a unui dinte al roții conduse la încovoiere și compresiune. Simbolurile folosite au și indicele "F" = încovoiere, flexiune, pentru a sublinia felul solicitării. Componenta tangențială a forței normale, F_{ta}, solicită dintele la încovoiere, iar componenta radială, F_{ra}, solicită dintele la compresiune. Secțiunea periculoasă este determinată de două drepte tangente la racordarea de la piciorul dintelui și care formează unghiuri de 30° cu axa dintelui. Variația tensiunilor de încovoiere ($\pm\sigma_F$) și de compresiune ($-\sigma_k$) este indicată de asemenea pe figură. Deși solicitarea este maximă pe flancul solicitat la compresiune, s-a constatat (experimental) că dinții se fisurează pe flancul solicitat la tracțiune, aceasta indicând o sensibilitate mărită

Scanned with OKEN Scanner

la concentrarea tensiunilor de la baza dintelui mai ales la tracțiune. Având în vedere cele arătate mai sus, calculul se va face numai la solicitarea de încovoiere ($+\sigma_F$).

Forța normală se calculează cu relația:

$$F_{na} = \frac{F_{ta}}{\cos \alpha_{Fa}}$$

Componenta tangențială se calculează cu relația:

$$F_{ta} = F_{na} \cdot \cos \alpha_{Fa} = \frac{F_t \cdot \cos \alpha_{Fa} \cdot K_F}{\cos \alpha_w}$$

Modulul de rezistență normal al secțiunii periculoase de la baza dintelui, având baza "b" și înălțimea "s_F", este:

$$W_z = \frac{b' \cdot s_F^2}{6}$$

Momentul încovoietor:

$$M_i = F_{ta} \cdot h_{Fa} = \frac{F_t \cdot \cos \alpha_{Fa}}{\cos \alpha_w} \cdot h_{Fa} \cdot K_F$$

Tensiunea normală de încovoiere (maximă) este:

$$\sigma_F = \frac{M_i}{W_z} = \frac{6 \cdot F_t \cdot K_F \cdot h_{Fa} \cdot \cos \alpha_{Fa}}{s_F^2 \cdot b' \cdot \cos \alpha_w} = \frac{6 \cdot \frac{h_{Fa}}{m} \cdot \cos \alpha_{Fa}}{\frac{s_F^2}{m^2} \cdot \cos \alpha_w} \cdot \frac{F_t \cdot K_F}{b' \cdot m} \qquad (2.2.10.1)$$

Această valoare a tensiunii trebuie afectată de doi coeficienți:

Y_{Sa} = factorul concentratorului de tensiune la piciorul dintelui (conform Fig. 7.9 ... 7.13 din STAS 12268-84)

Y_ε = factorul gradului de acoperire pentru solicitarea de încovoiere și care poate fi calculat cu relația: $Y_\varepsilon = 0{,}25 + 0{,}75/\varepsilon_\alpha$

Prima parte a expresiei (2.2.10.1) este denumită coeficient (factor) de formă a dinților:

$$Y_{Fa} = \frac{6 \cdot \frac{h_{Fa}}{m} \cdot \cos \alpha_{Fa}}{\left(\frac{s_F}{m}\right)^2 \cdot \cos \alpha_w}$$

Produsul acestor trei factori se va nota cu "Y" (factor global):

$$Y = Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon$$

Scanned with OKEN Scanner

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F}{b \cdot m} \cdot Y \le \sigma_{FP} \qquad (2.2.10.2)$$

Tensiunea admisibilă de încovoiere, σ_{FP}, se calculează cu relația:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F\,limx}}{S_{FP}} = \frac{\sigma_{F\,limb} \cdot Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_x \cdot Y_{NE}}{S_{FP}} = \frac{\sigma_{F\,limb} \cdot Y_\sigma}{S_{FP}}$$

(conform celor prezentate în cap. 2.2.4.2)

Relația (2.2.10.2) este exprimată de obicei în funcție de putere sau momentul de torsiune cu ajutorul relațiilor următoare:

$$b = a_w \cdot \Psi_a = d_{w1} \cdot \Psi_d$$

$$F_t = \frac{2 \cdot T_{1F}}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot T_{2F}}{d_{w2}} = \frac{2 \cdot 9{,}55 \cdot 10^6 \cdot P_{1F}}{d_{w1} \cdot n_1}$$

$$d_{w1} = \frac{2 \cdot a_w}{i_{12} \pm 1}$$

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot T_{1F} \cdot (i_{12} \pm 1) \cdot K_F \cdot Y_{max}}{2 \cdot a^2{}_w \cdot \psi_a \cdot m} = \frac{9{,}55 \cdot 10^6 \cdot P_{1F} \cdot (i_{12} \pm 1) \cdot K_F \cdot Y_{max}}{a^2{}_w \cdot \psi_a \cdot m \cdot n_1} \le \sigma_{FP\,min} \qquad (2.2.10.3)$$

sau: $$\sigma_F = \frac{2 \cdot T_{1F} \cdot K_F \cdot Y_{max}}{d^2{}_{w1} \cdot \psi_d \cdot m} = \frac{2 \cdot 9{,}55 \cdot 10^6 \cdot P_{1F} \cdot K_F \cdot Y_{max}}{d^2{}_{w1} \cdot n_1 \cdot \psi_d \cdot m} \le \sigma_{FP\,min} \qquad (2.2.10.4)$$

Relațiile de dimensionare se referă la calcularea modulului:

$$m \ge \frac{T_{1F} \cdot (i_{12} \pm 1) \cdot K_F \cdot Y_{max}}{a^2{}_w \cdot \psi_a \cdot \sigma_{FP\,min}} = \frac{9{,}55 \cdot 10^6 \cdot P_{1F} \cdot (i_{12} \pm 1) \cdot K_F \cdot Y_{max}}{a^2{}_w \cdot \psi_a \cdot \sigma_{FP\,min} \cdot n_1} = \frac{2 \cdot T_{1F} \cdot K_F \cdot Y_{max}}{d^2{}_{w1} \cdot \psi_d \cdot \sigma_{FP\,min}} \qquad (2.2.10.5)$$

Acestui modul minim necesar, rezultat din condiția de rezistență la oboseală de încovoiere, îi corespunde (pentru o anumită distanță dintre axe, a_w, sau un anumit diametru de rostogolire al roții 1, d_{w1}, rezultate din condiția de rezistență la solicitările de contact) un număr de dinți maxim: z_{1max}.

$$z_1 \le z_{1max} = \frac{2 \cdot a_w}{m \cdot (i_{12} \pm 1)} = \frac{2 \cdot a^3{}_w \cdot \psi_a \cdot \sigma_{FP\,min} \cdot n_1}{9{,}55 \cdot 10^6 \cdot P_{1F} \cdot K_F \cdot (i_{12} \pm 1)^2 \cdot Y_{max}} \qquad (2.2.10.6)$$

sau: $$z_1 \le z_{1max} = \frac{d_{w1} \cdot \cos\alpha_w}{m \cdot \cos\alpha} = \frac{d^3{}_{w1} \cdot \psi_d \cdot \sigma_{FP\,min} \cdot n_1}{2 \cdot 9{,}55 \cdot 10^6 \cdot P_{1F} \cdot K_F \cdot Y_{max}} \cdot \frac{\cos\alpha_w}{\cos\alpha} \qquad (2.2.10.7)$$

Modulul poate fi exprimat și în funcție de z_1:

$$m \ge \sqrt[3]{\frac{38{,}2 \cdot 10^6 \cdot P_{1F} \cdot K_F \cdot Y_{max}}{z^2{}_1 \cdot (i_{12} \pm 1) \cdot n_1 \cdot \psi_a \cdot \sigma_{FP\,min}}} = \sqrt[3]{\frac{19{,}1 \cdot 10^6 \cdot P_{1F} \cdot K_F \cdot Y_{max}}{z^2{}_1 \cdot \psi_d \cdot n_1 \cdot \sigma_{FP\,min}} \cdot \frac{\cos^2\alpha}{\cos^2\alpha_w}} \qquad (2.2.10.8)$$

Scanned with OKEN Scanner

σ_{FPmin} se referă la valorile minime-calculate pentru roata 1 sau 2- ale raportului (σ_{FP}/Y). Se poate pune problema alegerii unor materiale care să satisfacă și condiția de egală rezistență la încovoiere a dinților roților 1 și 2, rezultând:

$$\left(\frac{Y_{Fa}\cdot Y_{Sa}\cdot Y_{\varepsilon}}{\sigma_{FP}}\right)_1=\left(\frac{Y_{Fa}\cdot Y_{Sa}\cdot Y_{\varepsilon}}{\sigma_{FP}}\right)_2$$

sau:
$$\frac{\sigma_{FP2}}{\sigma_{FP1}}=\frac{Y_{Fa2}\cdot Y_{Sa2}}{Y_{Fa1}\cdot Y_{Sa1}}$$

sau:
$$\frac{\sigma_{0lim2}\cdot Y_{\delta 2}}{\sigma_{0lim1}\cdot Y_{\delta 1}}=\frac{Y_{Fa2}\cdot Y_{Sa2}}{Y_{Fa1}\cdot Y_{Sa1}} \qquad (2.2.10.9)$$

Calculele de verificare se pot referi și la verificarea coeficientului de siguranță ($S_F \geq S_{FP}$), sau la verificarea capacității portante (P_{1Fcap} sau T_{1Fcap}), sau la verificarea duratei de funcționare (numărul de cicluri $N_{F1,2}$) cu ajutorul unor relații deduse din cele prezentate mai sus.

Astfel, coeficientul de siguranță nominal la încovoiere - S_{Fmin} - calculat pentru roata 1 sau 2 și având valoarea minimă - are una din formele următoare (sau altele, echivalente):

$$S_{F\min}=\frac{a_w\cdot b\cdot m\cdot\left(\sigma_{F\lim b}\cdot Y_{\sigma}\right)_{\min}\cdot n_1}{9{,}55\cdot 10^6\cdot P_{1F}\cdot\left(i_{12}\pm 1\right)\cdot K_F\cdot Y_{\max}}\geq S_{FP}$$

sau:
$$S_{F\min}=\frac{a^2{}_w\cdot\psi_a\cdot m\cdot\left(\sigma_{F\lim b}\cdot Y_{\sigma}\right)_{\min}}{T_{1F}\cdot\left(i_{12}\pm 1\right)\cdot K_F\cdot Y_{\max}}\geq S_{FP}$$

Pentru verificarea capacității portante se pot stabili relații de calcul ca următoarele:

$$P_{1Fcap}=\frac{a^2{}_w\cdot\psi_a\cdot m\cdot\sigma_{FP\,min}\cdot n_1}{9{,}55\cdot 10^6\cdot\left(i_{12}\pm 1\right)\cdot K_F\cdot Y_{max}}\geq P_n$$

$$T_{1Fcap}=\frac{a^2{}_w\cdot\psi_a\cdot m\cdot\sigma_{FP\,min}}{\left(i_{12}\pm 1\right)\cdot K_F\cdot Y_{max}}\geq T_{n1}$$

Durabilitatea nominală (N_F):

$$N_F=N_{FB}\cdot\left(\frac{n_1\cdot a^2{}_w\cdot\psi_a\cdot m\cdot\left(\sigma_{F\lim b}\cdot Y_N\cdot Y_{\delta}\cdot Y_R\cdot Y_x/S_{FP}\right)_{min}}{\left(i_{12}\pm 1\right)\cdot 9{,}55\cdot 10^6\cdot P_n\cdot K_F\cdot Y_{max}}\right)^{m^*_F}\geq N_{FE}$$

Scanned with OKEN Scanner

sau: $$N_F = N_{FB} \cdot \left(\frac{d^2_{w1} \cdot \psi_a \cdot m \cdot \left(\sigma_{F\,lim\,b} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_x / S_{FP}\right)_{min}}{2 \cdot T_{n1} \cdot K_F \cdot Y_{max}} \right)^{m'} \geq N_{FE}$$

Calculul la suprasarcini, considerate solicitări statice de încovoiere, se face în funcție de valorile solicitărilor maxime (T_{1Fmax} sau P_{1Fmax}) și de tensiunile admisibile corespunzătoare acestor solicitări (σ_{Fpst}):

$$\sigma_{Fst\,max} = \frac{9{,}55 \cdot 10^6 \cdot P_{1F\,max} \cdot \left(i_{12} \pm 1\right) \cdot K_F \cdot Y_{max}}{a^2{}_w \cdot \psi_a \cdot m \cdot n_1} \leq \sigma_{FPst\,max} \qquad (2.2.10.10)$$

$$\sigma_{Fst\,max} = \sigma_F \cdot \frac{P_{1F\,max}}{P_{1F}} \qquad (2.2.10.11)$$

Obs. Relațiile care nu conțin i_{12} și a_w, Ψ_a, pot fi utilizate în cazul angrenajelor cu cremalieră.

Scanned with OKEN Scanner

2.3 DIMENSIONAREA ŞI VERIFICAREA (ALGORITMI DE CALCUL) ANGRENAJELOR PARALELE CILINDRICE EVOLVENTICE CU DANTURĂ DREAPTĂ (EXTERIOARE, INTERIOARE, CU CREMALIERĂ)

A. Date iniţiale din tema de proiectare

Nr poz	Denumirea elementului	Simbol	U.M	Relaţia de calcul sau indicaţia de adoptare	Obs. Exemplu
1	Puterea nominală la roata conducătoare (1)	P_1	kW		
2	Turaţia roţii 1	n_1	rot/min		
3	Raportul de transmitere	i_{12}	-		
4	Condiţii de funcţionare	-	-	Motor,maşină de lucru, etc	
5	Momentul se aplică într-un sens sau în ambele	-	-	Cazul de solicitare la încovoiere II sau III	
6	Sarcina maximă (de vârf)	P_{1max}	kW		
7	Durabilitatea prescrisă	L_h	ore		

B. Date iniţiale adoptate sau calculate

Nr poz	Denumirea elementului	Simbol	U.M	Relaţia de calcul sau indicaţia de adoptare	Obs. Exemplu
1	Momentul de torsiune la roata 1	T_1	N•mm	$T_1 = 9550000 \cdot \frac{P_1}{n_1}$	
2	Diametrul de rostogolire al roţii 1 aproximat	d'_{w1}	mm	$d'_{w1} = 2 \cdot \sqrt[3]{T_1} \ldots \sqrt[3]{T_1}$	
3	Viteza periferică la roata 1, aproximată	v'_1	m/s	$v'_1 = d_{w1}' \cdot \frac{n_1}{19100}$	
4	Treapta de precizie cinematică	*TPC*	-	cf. STAS 12192-84 şi STAS 6273-81 sau ANEXA 1	
5	Treapta de precizie după criteriul funcţionării line	*TPL*	-	cf. STAS 12192-84 şiSTAS 6273-81 sau ANEXA 1	
6	Treapta de precizie după criteriul contactului dintre dinţi	*TPK*	-	cf. STAS 12192-84 şiSTAS 6273-81 sau ANEXA 1	
7	Tipul ajustajului	*TAJ*	-	cf. STAS 12192-84 şiSTAS 6273-81 sau ANEXA 1	
8	Tipul toleranţei jocului dintre flancuri	*TJF*	-	cf. STAS 12192-84 şiSTAS 6273-81 sau ANEXA 1	
9	Treapta de precizie pentru distanţa dintre axe	*TPA*	-	cf. STAS 12192-84 şiSTAS 6273-81 sau ANEXA 1	
10	Rugozitatea flancurilor dinţilor	R_a	µm	$R_z = 4{,}5 \cdot R_a^{0{,}97}$, conf. STAS 12192-84	
11	Rugozitatea zonelor de racordare la piciorul dinţilor	R_{af}	µm	$R_z = 4{,}5 \cdot R_a^{0{,}97}$, conf. STAS 12192-84	
12	Vâscozitatea cinematică a lubrifiantului	ν_{50}	mm^2/s		

Scanned with OKEN Scanner

1. Stabilirea materialelor, tratamentelor și a tensiunilor admisibile (prel.)

Nr poz	Denumirea elementului	Simbol	U.M	Relația de calcul sau indicația de adoptare	Obs. Exemplu
1.1	Materialul roților dințate 1 și 2	-	-	Tabel 6.3 STAS 12268-84 sau ANEXA 2	
1.2	Tratamente termice sau termochimice	-	-	Tabel 6.3 STAS 12268-84 sau ANEXA 2	
1.3	Duritatea flancurilor dinților	D_f	MPa	Tabel 6.3 STAS 12268-84 sau ANEXA 2	
1.4	Duritatea miezului	D_m	MPa	Tabel 6.3 STAS 12268-84 sau ANEXA 2	
1.5	Rezistența la oboseala de contact de bază	σ_{Hlimb}	MPa	Tabel 6.4STAS 12268-84 sau ANEXA 5	
1.6	Rezistența la oboseala de încovoiere de bază	σ_{Flimb}	MPa	Tab.7.1; 7.2; 7.3; 7.4 STAS 12268-84 sau ANEXA 6.1...6.4	
1.7	Factorul de material global prel.	Z'_σ		Se adoptă egal cu 1	
1.8	Factorul de siguranță admis la contact	S_{HP} S_{HPst}	-	Tabel 6.1 STAS 12268-84 sau ANEXA 7	
1.9	Tensiunea admisibilă la solicitarea de oboseală de contact (preliminară)	σ_{HP}	MPa	$\sigma'_{HP} = Z\sigma' \cdot \frac{\sigma_{H\,limb}}{S_{HP}}$	
1.10	Factorul de material global preliminar (incov.)	Y'_σ	-	Se adoptă egal cu 1	
1.11	Factorul de siguranță admis la încovoiere	S_{FP} S_{FPst}	-	Tabel 6.1 STAS 12268-84 sau ANEXA 7	
1.12	Tensiunea admisibilă la solicitarea de oboseală de încovoiere (prel.)	σ'_{FP}	MPa	$\sigma'_{FP} = Y'_\sigma \cdot \sigma_{Flimb}/S_{FP}$	
1.13	Factorul duratei de funcționare la suprasarcini de contact	Z_{Nst}	-	Tabel 1.1 STAS 12268-84 sau ANEXA 3	
1.14	Factorul duratei de funcționare la suprasarcini de încovoiere	Y_{Nst}	-	Tabel 1.1 STAS 12268-84 sau ANEXA 4	
1.15	Tensiunea admisibilă la suprasarcini de contact	σ_{HPst}	MPa	$\sigma_{HPst} = \sigma_{Hlimb} \cdot Z_{Nst}/S_{HPst}$	
1.16	Tensiunea admisibilă la suprasarcini de încovoiere (prel)	σ_{FPst}	MPa	$\sigma'_{FPst} = \sigma_{Flimb} \cdot 1{,}5 \cdot Y_{Nst}/S_{FPst}$	
1.17	Verificarea condiției de calcul la oboseala de contact	-	-	$(P_1/P_{1max}) \geq (\sigma'_{HP}/\sigma_{HPst})^2$	
1.18	Verificarea condiției de calcul la oboseala de încovoiere	-	-	$(P_1/P_{1max}) \geq (\sigma'_{FP}/\sigma'_{FPst})$	
1.19	Numărul de cicluri de solicitări la contact de bază	N_{HB}	-	Tabel 1.1 STAS 12268-84 sau ANEXA 3	
1.20	Numărul de cicluri de solicitări la încovoiere de bază	N_{FB}	-	Tabel 1.1 STAS 12268-84 sau ANEXA 4	
1.21	Numărul de cicluri de solicitări prescris	N_E	-	$N_E = 60\, n_1\, L_h$	
1.22	Verificarea condiției de calcul la durabilitate nelimitată	-	-	$N_E \geq N_{HB}$ ($DA \Rightarrow Z_N = 1$) $N_E \geq N_{FB}$ ($DA \Rightarrow Y_N = 1$)	

Observații: Dacă relațiile 1.17 și 1.18 nu sunt îndeplinite, dimensionarea sau verificarea va trebui făcută și în raport cu suprasarcinile (calculul la solicitări statice maxime). Dacă relațiile 1.22 nu sunt îndeplinite, se va calcula la durabilitate limitată, sau specificându-se acest lucru, se poate face calculul la durabilitate nelimitată.

Scanned with OKEN Scanner

2.Predimensionarea din condiția de rezistență la solicitarea de oboseală de contact

Nr poz	Denumirea elementului	Simbol	UM	Relația de calcul sau indicația de adoptare	Obs
2.1	Factorul de utilizare motor	K_{Am}	-	Tabel 2.1 STAS 12268-84 sau ANEXA 8.1	
2.2	Factorul de utilizare mașina de lucru	K_{AI}	-	Tabel 2.2 STAS 12268-84 sau ANEXA 8.2	
2.3	Factorul dinamic preliminar	K'_v	-	Fig. 3.4 STAS 12268-84 sau ANEXA 9	
2.4	Factorul diametral al lățimii danturii, preliminar	ψ'_d	-	Tabel 8.1 STAS 12268-84 sau ANEXA 10	
2.5	Factorul repartiției sarcinii pe lățimea danturii, preliminar	$K'_{H\beta}$	-	cf. obs. Tabel 8.1 STAS 12268-84 sau ANEXA 11	
2.6	Factorul repartiției sarcinii între dinți, la contact preliminar	$K'_{H\alpha}$	-	Tabel 5 STAS 12268-84 sau ANEXA 12	
2.7.	Factorul global al sarcinii, preliminar	K'_H K'_F	-	$K'_H = K'_F = K_{Am} \cdot K_{AI} \cdot K'_v \cdot K'_{H\beta} \cdot K'_{H\alpha}$	
2.8	Factorul de material	Z_E	$(MPa)^{1/2}$	Tabel 6.2 STAS 12268-84 sau ANEXA 13.1	
2.9	Factorul lungimii de contact preliminar	Z'_ε	-	Tabel 6 STAS 12268-84 sau ANEXA 13.2	
2.10	Factorul de formă a flancurilor preliminar	Z'_H	-	Tabel 6 STAS 12268-84 sau ANEXA 13.3	
2.11	Factorul global al zonei de contact, preliminar	Z'	$(MPa)^{1/2}$	$Z' = Z_E \cdot Z'_\varepsilon \cdot Z'_H$	
2.12	Diametrul de rostogolire necesar al roții 1	d''_{w1}	mm	$d''_{w1} \geq \left[\left(\frac{Z'}{\sigma'_{HP}}\right)^2 \cdot \frac{19100000 \cdot P_1 \cdot K'_H}{n_1 \cdot \psi'_d} \cdot \left(\frac{i_{12} \pm 1}{i_{12}}\right)\right]^{\frac{1}{3}}$	
2.13	Distanța dintre axe necesară	a'_w	mm	$a'_w = d''_{w1} \cdot (i_{12} \pm 1)/2$	
2.14	Distanța dintre axe adoptată	a_w	mm	$a_w \geq a'_w$ cf. STAS 6055-82 sau ANEXA 14	

Observații: În general, relația 2.12 poate servi la predimensionarea angrenajelor din condiția de rezistență la solicitarea de oboseală de contact, pentru cele exterioare în ultima paranteză luându-se semnul "+", pentru cele interioare semnul "-", iar pentru cele cu cremalieră, întreaga paranteză având valoarea 1.
Relațiile 2.13 și 2.14 nu se utilizează în cazul angrenajelor cu cremalieră. Dacă suprasarcinile de contact au valori mari și relația 1.17 nu este satisfăcută, trebuie făcute calculele cf. tabel 2. st.

Scanned with OKEN Scanner

3. Predimensionarea din condiția de rezistență la solicitarea de oboseală prin încovoiere (Se presupune factorul $K'_F = K'_{Ft}$ din 2.7)

Nr poz	Denumirea elementului	Simbol	UM	Relația de calcul sau indicația de adoptare	Obs
3.1	Factorul de formă a dinților (preliminar)	Y'_{Fa}	-	Fig. 7.6 STAS 12268-84 sau ANEXA 15	
3.2	Factorul concentratorului de tensiune la piciorul dintelui (prel.)	Y'_{Sa}	-	Fig. 7.11 STAS 12268-84 sau ANEXA 16	
3.3	Factorul gradului de acoperire (preliminar)	Y'_ε	-	$Y'_\varepsilon = 0,25 + 0,75/\varepsilon_\alpha$; $(\varepsilon_\alpha = 1,4)$	
3.4	Factorul de formă global (preliminar)	Y'	-	$Y' = Y'_{Fa} \cdot Y'_{Sa} \cdot Y'_\varepsilon$	
3.5	Modulul minim necesar din condiția de rezistență la încovoiere de oboseală (preliminar)	m'	mm	$m' = \dfrac{19100000 \cdot P_1 \cdot K'_F \cdot Y'}{d''_{w1}{}^2 \cdot n_1 \cdot \psi'_d \cdot \sigma'_{FP}}$	

Observații: Dacă nu este îndeplinită condiția de calcul la oboseală de încovoiere (tabelul 1 poz. 18), modulul trebuie recalculat din condiția de rezistență la suprasarcini de încovoiere, conform tabelului 3.st.

2.st. Predimensionarea din condiția de rezistență la solicitările prin suprasarcini de contact (este necesar numai dacă nu este îndeplinită condiția 1.17)

Nr poz	Denumirea elementului	Simbol	UM	Relația de calcul sau indicația de adoptare	Obs
2.st	Diametrul de rostogolire al roții 1 (preliminar)	d'''_{w1}	mm	$d'''_{w1} = d''_{w1} \sqrt[3]{\left(\dfrac{\sigma'_{HP}}{\sigma_{HPst}}\right)^2 \cdot \dfrac{P_{1\,max}}{P_1}}$	

3.st. Predimensionarea din condiția de rezistență la suprasarcini de încovoiere (este necesar numai dacă nu este îndeplinită condiția din Tabelul 1 poz.18)

Nr poz	Denumirea elementului	Simbol	UM	Relația de calcul sau indicația de adoptare	Obs
3.st.	Modulul minim necesar din condiția de rezistență la suprasarcini de încovoiere (preliminar)	m''	mm	$m'' = m' \cdot \dfrac{\sigma'_{FP}}{\sigma_{FPst}} \cdot \dfrac{P_{1\,max}}{P_1}$	

Scanned with OKEN Scanner

4. Studiul geometric al angrenajului şi alegerea variantei optime pentru angrenajele paralele cilindrice evolventice exterioare/interioare

Nr poz	Denumirea elementului	Simbol	UM	Relaţia de calcul sau indicaţia de adoptare	Obs
4.1	Modulul pentru $z_1 = 20$	m_{20}	mm	$m_{20} = \frac{2 \cdot a_w}{20 \cdot (i_{12} \pm 1)}$ sau $m_{20} = \frac{d^*_{w1}}{20}$	$d^*_{w1} = max(d'''_{wi}, d''_{w1})$
4.2	Modulii STAS adoptabili	m	mm	conf. STAS 822 - 82	$m \geq max(m', m'')$
4.3	Numărul de dinţi ai roţii dinţate 1	z_1	-	$z_1 = Int \left\| \frac{2 \cdot a_w}{m \cdot (i_{12} \pm 1)} \right\|$	
4.4	Numărul de dinţi ai roţii dinţate 2	z_2	-	$z_2 = Int \cdot (i_{12} \cdot z_1) \pm 1$	
4.5	Eroarea raportului de transmitere	Δi_{12}	-	$\Delta i_{12} = \left\| \frac{\frac{z_2}{z_1} - i_{12}}{i_{12}} \right\| \cdot 100 \leq 3$	
4.6	Distanţa dintre axe de referinţă	a	mm	$a = (z_2 \pm z_1) \cdot m / 2$	
4.7	Coeficientul de modificare a distanţei între axe	y	-	$y = (a_w - a) / m \geq 0$	
4.8	Coeficientul deplasărilor de profil suma sau diferenţa (aproximativ)	$x'_{s,d}$	-	$x'_{s,d} \cong 1,08 \cdot y$	
4.9	Lăţimea necesară a danturii	b_{nec}	mm	$b_{nec} = \psi'_d \cdot d^*_{w1}$	
4.10	Lăţimea danturii	b	mm	$b \geq b_{nec}$	
4.11	Varianta optimă	-	-		

Observaţii: Numerele de dinţi ai roţilor se aleg, cf. STAS 12268 - 84.
Tabelul 8 pct.7, astfel încât să nu aibă divizori comuni, şi:
$z_1 = 12 \ldots 17 \ (21)$ dinţi la danturile cementat - călite;
$z_1 = 25 \ldots 35$ la danturile normalizate sau îmbunătăţite;
$z_1 = 15 \ldots 23 \ (25)$ la danturile durificate CIF sau nitrurate.
Se preferă modulii aleşi din şirul I (preferenţiali) şi deplasările de profil pozitive, cu valori între 0,5 şi 1.

Scanned with OKEN Scanner

5.cr. Elementele geometrice și cinematice ale angrenajelor cu cremalieră

Nr poz	Denumirea elementului	Simbol	UM	Relația de calcul sau indicația de adoptare	Obs
0	1	2	3	4	5
5.cr.1	Modulul	m	mm	din STAS 822 - 82	
5.cr.2	Numărul de dinți ai pinionului	z_1	-	număr întreg	
5.cr.3	Unghiul de angrenare	α	grade	$\alpha = 20^0$ (conf. STAS 821 - 82)	
5.cr.4	Coeficientul capului de referință	h^*_a	-	$h^*_a = 1$ (conf. STAS 821-82)	
5.cr.5	Coeficientul jocului de referință la capul dintelui	c^*	-	$c^* = 0,25$ (conf. STAS 821-82)	
5.cr.6	Coeficientul deplasării de profil la pinion	x_1	-	Se recomandă: $0 \le x_1 \le 1$	
5.cr.7	Diametrul de divizare al pinionului	d_1	mm	$d_1 = m \cdot z_1$	
5.cr.8	Diametrul de cap al pinionului	d_{a1}	mm	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m(h^*_a + x_1)$	
5.cr.9	Diametrul de picior al pinionului	d_{f1}	mm	$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m(h^*_a + c^* - x_1)$	
5cr.10	Diametrul de bază al pinionului	d_{b1}	mm	$d_{b1} = d_1 \cdot \cos\alpha$	
5cr11	Înălțimea capului dintelui cremalierei, la divizare	h_{a2}	mm	$h_{a2} = m(h^*_a - x_1)$	
5cr12	Înălțimea piciorului dintelui cremalierei, la divizare	h_{f2}	mm	$h_{f2} = m(h^*_a + c^* + x_1)$	
5cr13	Înălțimea dinților	h	mm	$h = m(2 \cdot h^*_a + c^*)$	
5cr14	Jocul la capul dinților	c	mm	$c = m \cdot c^*$	
5.cr15	Arcul dintelui pinionului (divizare)	s_1	mm	$s_1 = 0,5 \cdot m \cdot \pi + 2 \cdot x_1 \cdot m$	
5cr.16	Arcul golului dintre dinții pinionului (divizare)	e_1	mm	$e_1 = 0,5 \cdot m \cdot \pi - 2 \cdot x_1 \cdot m$	
5cr17	Gradul de acoperire	ε_α		$\varepsilon_\alpha = [(d^2_{a1} - d^2_{b1})^{1/2} - d_1 \sin\alpha + 2 \cdot m(h^*_a - x_1)/\sin\alpha]/(2 \cdot \pi \cdot m \cdot \cos\alpha)$	
5cr18	Turația pinionului	n_1	rot/min	dată prin temă	
5cr19	Viteza cremalierei	v	m/s	$v = \pi \cdot d_1 \cdot n_1/60000$	
5cr20	Unghiul de rotire al pinionului	$\varnothing_1$	grd.	dat prin temă (poate lipsi)	
5cr21	Numărul de dinți ai cremalierei (pentru $\varnothing_1^0$)	z_2	–	$z_2 = z_1 \cdot \varnothing^0_1/360^0$	
5cr22	Deplasarea cremalierei (pentru $\varnothing_1$)	l_2	mm	$l_2 = \pi \cdot m \cdot z_2 = \pi \cdot m \cdot z_1 \cdot \frac{\phi^0_1}{360^0}$	
5cr23	Deplasarea de profil minim necesară pentru evitarea interferenței	x_{1m}	–	$x_{1m} = h^*_a - 0,5 \cdot z_1 \cdot \sin^2\alpha$	

Scanned with OKEN Scanner

5.Calculul elementelor geometrice principale ale angrenajului selectat (semnul de jos pentru angrenaje interioare)

Nr. poz	Denumirea elementului	Simbol	UM	Relaţia de calcul sau indicaţia de adoptare	Obs
5.1	Unghiul de presiune de referinţă	α	grade	$\alpha_{STAS} = 20^0$	
5.2	Unghiul de angrenare	α_w	grade	$\alpha_w = \arccos\left(\frac{a}{a_w}\cdot\cos\alpha\right)$	
5.3	Involuta unghiului α	$inv\,\alpha$	rad	$inv\,\alpha = tg\,\alpha - \alpha$	α (rad)
5.4	Involuta unghiului α_w	$inv\,\alpha_w$	rad	$inv\,\alpha_w = tg\,\alpha_w - \alpha_w$	α_w (rad)
5.5	Coeficientul deplasărilor de profil însumate (diferenţă)	x_s (x_d)	-	$x_{s(d)} = \frac{z_2 \pm z_1}{2tg\alpha}\left(inv\alpha_w - inv\alpha\right)$	
5.6	Coeficientul deplasărilor de profil la pinion şi la roată	x_1 x_2	-	$x_1 + x_2 = x_s$ $(x_2 - x_1 = x_d)$ Fig.8.1STAS 12268/84 sau ANEXA17	
5.7	Modulul	m	mm	m	
5.8	Diametrele de divizare ale pinionului şi roţii	d_1 d_2	mm	$d_1 = z_1 \cdot m$ $d_2 = z_2 \cdot m$	
5.9	Raportul de transmitere real	$i_{1,2}$	-	$i_{1,2} = \frac{z_2}{z_1}$	
5.10	Diametrul de rostogolire	d_{w1} d_{w2}	mm	$d_{w1,2} = \frac{2\cdot a_w \cdot z_{1,2}}{z_2 \pm z_1}$	
5.11	Diametrul de picior al pinionului şi al roţii	d_{f1} d_{f2}	mm	$d_{f1,2} = d_{1,2} \mp 2\cdot m\cdot(h^*_a + c^* \mp x_{1,2})$ $h^*_a = 1;\ c^* = 0{,}25$	
5.12	Diametrul de cap de referinţă al pinionului şi al roţii	d_{a1} d_{a2}	mm	$d_{a1,2} = d_{1,2} \pm 2\cdot m\cdot(h^*_a \pm x_{1,2})$	
5.13	Coeficientul de micşorare a jocului de referinţă la cap	Δy	-	$\Delta y = x_s - y$	
5.14	Diametrul de cap scurtat la pinion şi la roată	d_{asc1} d_{asc2}	mm	$d_{asc1,2} = d_{a1,2} - \Delta y\cdot 2\cdot m$	
5.15	Diametrul de bază la pinion şi la roată	d_{b1} d_{b2}	mm	$d_{b1,2} = d_{1,2}\cdot\cos\alpha$	
5.16	Gradul de acoperire	ε_α		$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d^2_{asc1} - d^2_{b1}} \pm \sqrt{d^2_{asc2} - d^2_{b2}} \mp 2a_w \sin\alpha_w}{2\cdot\pi\cdot m\cdot\cos\alpha}$	
5.17	Jocul de referinţă la capul dintelui	c	mm	$c = c^*\cdot m$	
5.18	Jocul la capul dinţilor pinionului	c_1	mm	$c_1 = a_w - 0{,}5(d_{f2} + d_{asc1})$ (se recomandă $c_1 = c_2 = c$) $c_{1i} = 0{,}5(d_{f2} - d_{asc1}) - a_w$	c_1 ext c_{1i} int.
5.19	Jocul la capul dinţilor roţii	c_2	mm	$c_2 = a_w - 0{,}5(d_{f1} + d_{asc2})$ $c_{2i} = 0{,}5(d_{asc2} - d_{f1}) - a_w$	c_2 ext c_{2i} int.
5.20	Viteza periferică a roţilor	v_1 v_2	m/s	$v_1 = \pi\cdot d_{w1}\cdot n_1/60000$ $v_2 = \pi\cdot d_{w2}\cdot n_2/60000$	
5.21	Coef.diametral al lăţimii danturii	ψ_d	-	$\psi_d = b/d_{w1}$	
5.22	Coef.axial al lăţimii danturii	ψ_a	-	$\psi_a = b/a_w$	

Scanned with OKEN Scanner

6.Verificarea angrenajului selectat la condiţiile de rezistenţă

Nr poz	Denumirea elementului	Simbol	UM	Relaţia de calcul sau indicaţia de adoptare	Obs
0	1	2	3	4	5
6.1	Factorul dinamic	K_v	–	Fig. 3.4 STAS 12268-84 sau ANEXA 9 (v_1 din 5.20)	
6.2	Factorul repartiţiei sarcinii pe lăţimea danturii, pentru solicitarea de contact	$K_{H\beta}$	–	Tabel 4 STAS 12268-84 sau ANEXA 11	
6.3	Factorul repartiţiei sarcinii între dinţi, pentru solicitarea de contact	$K_{H\alpha}$	–	Tabel 5 STAS 12268-84 sau ANEXA 12	
6.4	Factorul global al sarcinii la solicitarea de contact	K_H	–	$K_H = K_{Am} \cdot K_{Al} \cdot K_v \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}$ K_{Am}, K_{Al} conform 2.1; 2.2	
6.5	Factorul repartiţiei sarcinii pe lăţimea danturii pentru solicitarea de încovoiere	$K_{F\beta}$	–	Tabel 4 STAS 12268-84 sau ANEXA 11.3	
6.6	Factorul repartiţiei sarcinii între dinţi, pentru solicitarea de încovoiere	$K_{F\alpha}$	–	Tabel 5 STAS 12268-84 sau ANEXA 12	
6.7	Factorul global al sarcinii la solicitarea de încovoiere	K_F	–	$K_F = K_{Am} \cdot K_{Al} \cdot K_v \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}$	
6.8	Factor lungime de contact	Z_ε	–	Tabel 6 STAS 12268-84 sau ANEXA 13.2 $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}}$	
6.9	Factor formă flancuri	Z_H	–	Tabel 6 STAS 12268-84 sau ANEXA 13.3 $Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin\alpha_w \cdot \cos\alpha_w}}$	
6.10	Factor global zonă contact	Z	$MPa^{1/2}$	$Z = Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_H$ Z_E conform 2.8	
6.11	Factorul de formă a dinţilor roţilor dinţate 1 şi 2	Y_{Fa1} Y_{Fa2}	–	Fig. 7.6 STAS 12268-84 sau ANEXA 15	
6.12	Factorul concentratorului de tensiune la piciorul dinţilor roţilor 1 şi 2	Y_{Sa1} Y_{Sa2}	–	Fig. 7.11 STAS 12268-84 sau ANEXA 16	
6.13	Factorul gradului de acoperire	Y_ε	–	$Y_\varepsilon = 0{,}25 + \frac{0{,}75}{\varepsilon_\alpha}$	
6.14	Factorul de formă global al dinţilor roţilor 1 şi 2	Y_1 Y_2	– –	$Y_{1,2} = Y_{Fa1,2} \cdot Y_{Sa1,2} \cdot Y_\varepsilon$	
6.15	Factorul influenţei ungerii asupra solicitării de contact	Z_L	–	Tabel 6 STAS 12268-84 sau ANEXA 19.1	
6.16	Factorul de influenţă a vitezei asupra solicitărilor de contact	Z_v	–	Tabel 6 STAS 12268-84 (Fig. 6.7) sau ANEXA 19.2	
6.17	Factorul de influenţă a rugozităţii flancurilor asupra solicitărilor de contact	Z_R	–	Tabel 6 (Fig. 6.8) STAS 12268-84 sau ANEXA 19.3	

Scanned with OKEN Scanner

(continuare)

0	1	2	3	4	5
6.18	Factorul de influență a raportului durităților flancurilor celor două roți asupra solicitărilor de contact	Z_W	–	Tabel 6 STAS 12268-84 sau ANEXA 19.4	
6.19	Factorul de dimensiune pentru solicitarea de contact	Z_x	–	Tabel 6 STAS 12268-84 sau ANEXA 19.5	
6.20	Factorul de influență a durabilității la oboseală de contact	Z_N	–	Se calculează numai în cazul durabilității limitate ($N_E < N_{HB}$) Rel. 27 STAS 12268-84 sau ANEXA 19.6	
6.21	Factorul de influență global asupra tensiunilor admisibile de contact	Z_σ	–	$Z_\sigma = Z_L \cdot Z_v \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_x \cdot Z_N$	
6.22	Factorul sensibilității materialului la concentratorul de tensiune pentru solicitările de oboseală la încovoiere	Y_δ	–	ANEXA 1 STAS 12268-84 sau ANEXA 20.1	
6.23	Factorul sensibilității materialului solicitat static la concentratorul de tensiune de la baza dintelui	$Y_{\delta st}$	–	ANEXA 1 STAS 12268-84 sau ANEXA 20.2	
6.24	Factorul de rugozitate pentru solicitarea de încovoiere	Y_R	–	ANEXA 1 STAS 12268-84 sau ANEXA 20.3	
6.25	Factorul de dimensiune pentru solicitarea de încovoiere	Y_x	–	Tabel 7 STAS 12268-84 sau ANEXA 20.4	
6.26	Factorul de influență a durabilității la solicitările de încovoiere	Y_N	–	Se calculează numai în cazul durabilității limitate ($N_E < N_{FB}$) Rel. Tab. 8 STAS 12268-84 sau ANEXA 20.5	
6.27	Factorul de influență global asupra tensiunilor admisibile de încovoiere	Y_σ	–	$Y_\sigma = Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_x \cdot Y_N$	
6.28	Tensiunea admisibilă la solicitarea de oboseală prin contact	σ_{HP}	MPa	$\sigma_{HP} = (\sigma_{Hlimb} \cdot Z_\sigma)/S_{HP}$	
6.29	Tensiunea admisibilă la solicitarea de oboseală prin încovoiere	σ_{FP}	MPa	$\sigma_{FP} = (\sigma_{Flimb} \cdot Y_\sigma)/S_{FP}$	
6.30**	Tensiunea nominală la solicitarea de oboseală de contact	σ_H	MPa	$\sigma_H = \sqrt{\frac{Z^2 \cdot 19{,}1 \cdot 10^6 P_1 \cdot K_H}{d^3_{w1} \cdot \psi_d \cdot n_1} \cdot \left[\frac{i_{12} \pm 1}{i_{12}}\right]}$	
6.31	Tensiunea nominală la solicitarea de oboseală de încovoiere, la roata 1, respectiv 2.	$\sigma_{F1,2}$	MPa	$\sigma_{F1,2} = \frac{19{,}1 \cdot 10^6 \cdot P_1 \cdot K_F \cdot Y_{1,2}}{d^2_{w1} \cdot n_1 \cdot \psi_d \cdot m}$	
6.32	Verificarea la solicitarea de oboseală de contact	–	MPa	$\sigma_H \leq \sigma_{HP}$	
6.33	Verificarea la solicitarea de oboseală de încovoiere a dinților roții 1, respectiv 2	–	MPa	$\sigma_{F1,2} \leq \sigma_{FP1,2}$	
6.34*	Tensiunea admisibilă la suprasarcini de contact	σ_{HPst}	MPa	$\sigma_{HPst} = \sigma_{Hlimb} \cdot \frac{Z_{Nst} \cdot Z_W}{S_{HPst}}$	
6.35	Tensiunea admisibilă la suprasarcini de încovoiere	σ_{FPst}	MPa	$\sigma_{Pst} = \sigma_{Flimb} \cdot \frac{y_{Nst} \cdot y_{\delta st}}{S_{FPst}}$	

Scanned with OKEN Scanner

(continuare)

0	1	2	3	4	5
6.36	Tensiunea nominală la solicitarea de contact statică (suprasarcină)	σ_{Hst}	MPa	$\sigma_{Hst} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{P_{1max}}{P_1}}$	
6.37	Tensiunea nominală la suprasarcini de încovoiere (statice)	σ_{Fst}	MPa	$\sigma_{Fst} = \sigma_F \cdot \frac{P_{1max}}{P_1}$	
6.38	Verificarea la suprasarcini de contact	–	MPa	$\sigma_{Hst} \leq \sigma_{HPst}$	
6.39	Verificarea la suprasarcini de încovoiere	–	MPa	$\sigma_{Fst} \leq \sigma_{FPst}$	

OBSERVATII:

* Parcurgerea punctelor 6.34 ... 6.39 nu este necesară dacă au fost îndeplinite condiţiile 1.17 şi 1.18 şi $Z_w \geq 1$; $Y_{Nst} \geq 1,5$.

Dacă verificările indică o subdimensionare sau o supradimensionare nejustificată, se modifică d_{w1}, ψ_{ob} materialul şi se reiau calculele geometrice şi de verificare.

Pentru a predimensiona şi pentru a urmări efectul modificării acestor factori asupra dimensiunilor angrenajului, se poate folosi şi una din nomogramele prezentate în ANEXA 21 pentru angrenajele exterioare.

** Relaţia 6.30 poate fi folosită şi pentru angrenaje cu cremalieră pentru care ultimul factor are valoarea 1 ($i_{12} = \infty$; $(i_{12}+1)/i_{12} = (1 + 1/i_{12}) = 1$)

Scanned with OKEN Scanner

7.Calculul dimensiunilor de măsurare ale danturilor cilindrice exterioare şi interioare drepte în evolventă şi stabilirea parametrilor de precizie ale acestora

Tabelul 7.1

Date iniţiale geometrice pentru roţile măsurate

Nr poz	Denumirea elementului	Simbol	Relaţia de calcul sau/şi indicaţia de adoptare	Menţiuni, respectiv standarde aferente
7.1.1	Unghiul de presiune de referinţă	α	cf. STAS 821-82	$\alpha = 20°$
7.1.2	Numărul de dinţi ai roţii	z_1 z_2	pentru dantura exterioară pentru dantura interioară	
7.1.3	Coeficientul deplasării de profil	x_1 x_2	pentru dantura exterioară pentru dantura interioară	
7.1.4	Diametrul de divizare	d_1 d_2	$d_1 = m \cdot z_1$ $d_2 = m \cdot z_2$	
7.1.5	Diametrul de bază	d_{b1} d_{b2}	$d_{b1} = d_1 \cdot \cos\alpha$ $d_{b2} = d_2 \cdot \cos\alpha$	
7.1.6	Diametrul de cap al danturii	d_{asc1} d_{asc2}	$d_{asc1} = d_1 + 2m(1 + x_1 - \Delta_{sc})$ $d_{asc2} = d_2 - 2m(1 - x_2 - \Delta_{sc})$	exterioară interioară
7.1.7	Distanţa dintre axe	a_w		
7.1.8	Unghiul de angrenare	α_w		

Tabelul 7.2

Date iniţiale privind definirea condiţiilor de precizie ale dimensiunilor de măsurare ale dinţilor

Nr poz	Denumirea elementului	Simbol	Relaţia de calcul sau/şi indicaţia de adoptare	Menţiuni, respectiv standarde aferente
7.2.1	Treapta de precizie cinematică	*TPC*	Se indică prin temă conform standardului de toleranţe. Recomandări în STAS 12192-84.	STAS 6273-81
7.2.2	Treapta de precizie după criteriul funcţionării line	*TPL*	Se indică prin temă conform standardului de toleranţe. Recomandări în STAS 12192-84.	STAS 6273-81
7.2.3	Tipul ajustajului	*TAJ*	Se indică prin temă conform standardului de toleranţe. Recomandări în STAS 12192-84.	STAS 6273-81
7.2.4	Tipul toleranţei jocului între flancuri	*TJF*	Se indică prin temă conform standardului de toleranţe. Recomandări în STAS 12192-84.	STAS 6273-81

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 7.3

Calculul lungimilor (cotelor) peste dinți, respectiv peste goluri și stabilirea abaterilor admisibile ale acestora

Nr poz	Denumirea elementului	Simbol	Relația de calcul sau/și indicația de adoptare	Mențiuni, respec-tiv standarde aferente
7.3.1	Unghiul de presiune pe cilindrul de diametru $d + 2xm$ (pentru măsurarea lungimii W_N)	α_{WN}	$\alpha_{WN} = \arccos\left[\frac{z\cos\alpha}{z+2x}\right]$	Pe cilindrul menționat se preconizează pla-sarea punctelor de contact cu instrumen-tul de măsurare
7.3.2	Involută de α	$inv\alpha$	$inv\alpha = tg\alpha - \alpha$	Unghiul α în radiani: $\alpha = \alpha^{\circ}\frac{\pi}{180^{\circ}}\,rad$ $inv\,20^{\circ} = 0{,}014904$
7.3.3	Numărul teoretic de dinți respectiv de goluri pentru măsurarea lungimii (cotei) peste dinți respectiv a lungimii (cotei) peste goluri	N'	$N' = \frac{z}{\pi}\left(tg\alpha_{WN} - \frac{2xtg\alpha}{z} - inv\alpha\right)$	Lungimea (cota) peste dinți se măsoară la danturi exterioare, iar lungimea (cota)peste goluri la danturi interi-oare.Formulele de calcul sunt identice.
7.3.4	Numărul real (adoptat) de dinți pentru măsurarea lungimii (cotei) peste dinți/goluri	N	$N = INTEGER\,(N' + 0{,}5)$	Valoarea întreagă a mărimii: $N' + 0{,}5$
7.3.5	Lungimea (cota) peste N dinți/goluri	W_N	$W_N = [\pi(N - 0{,}5) + 2xtg\alpha + z\,inv\alpha]m\cos\alpha$	
7.3.6	Abaterea superioară a lungimii (cotei) peste dinți la pinion (1)	$-E_{Ws1}$	$-E_{Ws1} = -f(TAJ, TPL, d_1)$	STAS 6273-81, tabelul 16
7.3.7	Abaterea inferioară a lungimii (cotei) peste goluri la roata (2)	$+E_{Wi2}$	$+E_{Wi2} = f(TAJ, TPL, d_2)$	STAS 6273-81. tabelul 16
7.3.8	Bătaia radială a danturii – la pinion (1) – la roată(2)	F_{r1} F_{r2}	$F_{r1} = f(TPC, m, d_1)$ $F_{r2} = f(TPC, m, d_2)$	.STAS 6273-81, tabelul 6
7.3.9	Toleranța lungimii (cotei) peste dinți/goluri – la pinion (1) – la roată (2)	T_{W1} T_{W2}	$T_{W1} = f(TAJ, TJF, F_{r1})$ $T_{W2} = f(TAJ, TJF, F_{r2})$	STAS 6273-81 tabelul 19
7.3.10	Abaterea inferioară a lungimii (cotei) peste dinți la pinion (1)	$-E_{Wi1}$	$-E_{Wi1} = -E_{Ws1} - T_{W1}$	
7.3.11	Abaterea superioară a lungimii (cotei) peste goluri la roată (2)	$+E_{Ws2}$	$+E_{Ws2} = +E_{Wi2} + T_{W2}$	
7.3.12	Lungimea (cota) peste $N + 1$ respectiv peste $N - 1$ dinți/goluri	W_{N+1} respectiv W_{N-1}	$W_{N+1} = W_N + p_b$ respectiv $W_{N-1} = W_N - p_b$	$p_b = \pi \cdot m \cdot \cos\alpha$

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 7.4

Calculul corzii constante, cu abaterile admisibile și calculul înălțimii la coarda constantă

Nr poz	Denumirea elementului	Simbol	Relația de calcul sau/și indicația de adoptare	Mențiuni, respectiv standarde aferente
7.4.1	Coarda constantă a dintelui – la pinion (1) (dantură exterioară) – la roată (2) (dantură interioară)	$\bar{s}_{c1}$ $\bar{s}_{c2}$	$\bar{s}_{c1} = \left(\frac{\pi}{2}\cos^2\alpha + x_1 \sin 2\alpha\right)m$ $\bar{s}_{c2} = \left(\frac{\pi}{2}\cos^2\alpha - x_2 \sin 2\alpha\right)m$	
7.4.2	Înălțimea la coarda constantă a dintelui – la pinion (1) – la roată (2)	$\bar{h}_{c1}$ $\bar{h}_{c2}$	$\bar{h}_{c1} = 0{,}5(d_{a1} - d_1 - \bar{s}_{c1}tg\alpha)$ $\bar{h}_{c2} = 0{,}5(d_2 - d_{a2} - \bar{s}_{c2}tg\alpha)$	
7.4.3	Abaterea superioară a corzii constante – la pinion (1) – la roată (2)	$-E_{cs1}$ $-E_{cs2}$	$-E_{cs1} = -f(TAJ, TPL, d_1)$ $-E_{cs2} = -f(TAJ, TPL, d_2)$	Din STAS 6273-81, tabelul 20 Din STAS 6273-81, tabelul 20
7.4.4	Toleranța grosimii dintelui pe coarda constantă – la pinion (1) – la roată (2)	T_{c1} T_{c2}	$T_{c1} = f(TAJ, TJF, F_{r1})$ $T_{c2} = f(TAJ, TJF, F_{r2})$	Din STAS 6273-81, tabelul 21 Din STAS 6273-81, tabelul 21
7.4.5	Abaterea inferioară a corzii constante – la pinion (1) – la roată (2)	$-E_{ci1}$ $-E_{ci2}$	$-E_{ci1} = -E_{cs1} - T_{c1}$ $-E_{ci2} = -E_{cs2} - T_{c2}$	

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 7.5

Calculul lungimii (cotei) peste role (la pinion), respectiv între role (la roată) și stabilirea abaterilor admisibile ale acestor lungimi

Nr poz	Denumirea elementului	Simbol	Relația de calcul sau/și indicația de adoptare	Mențiuni, respectiv standarde aferente
0	1	2	3	4
7.5.1	Diametrul preliminar al rolelor	d'_R	Se stabilește pe baza relației: $d'_R \approx 1{,}8\,m$	
7.5.2	Diametrul adoptat al rolelor	d_R	Se adoptă $d_R \approx d'_R$ (de preferință $d_R \leq d'_R$) din setul de diametre folosibile	După verificările ulterioare se poate ivi necesitatea de a se folosi role de diametre diferite (d_{R1} și d_{R2}) la pinion și la roată
7.5.3	Involuta unghiului de presiune al centrelor rolelor la măsurarea lungimii (cotei) peste/între role – la pinion (1)	$inv\alpha_{R1}$	$inv\alpha_{R1} = inv\alpha - \frac{\pi}{2z_1} + \frac{2x_1 tg\alpha}{z_1} + \frac{d_{R1}}{z_1 m cos\alpha}$	
	– la roată (2)	$inv\alpha_{R2}$	$inv\alpha_{R2} = inv\alpha + \frac{\pi}{2z_2} + \frac{2x_2 tg\alpha}{z_2} - \frac{d_{R2}}{z_2 m cos\alpha}$	
7.5.4	Unghiul de presiune al centrelor rolelor – la pinion (1)	α_{R1}	$\alpha_{R1} = arg\ (inv\ \alpha_{R1})$	Se stabilește pe bază de tabele sau pe bază de program de calcul
	– la roată (2)	α_{R2}	$\alpha_{R2} = arg\ (inv\ \alpha_{R2})$	
7.5.5	Raza cercului pe care sunt situate centrele rolelor – la pinion (1)	r_{R1}	$r_{R1} = \frac{d_{b1}}{2\cos\alpha_{R1}} = \frac{z_1 m\cos\alpha}{2\cos\alpha_{R1}}$	
	– la roată (2)	r_{R2}	$r_{R2} = \frac{d_{b2}}{2\cos\alpha_{R2}} = \frac{z_2 m\cos\alpha}{2\cos\alpha_{R2}}$	
7.5.6	Lungimea (cota) peste role la pinion (1) (dantura exterioară)	M_{R1}	a) La roți cu z_1 număr par: $M_{R1} = 2r_{R1} + d_{R1}$ b) La roți cu z_1 număr impar: $M_{R1} = 2r_{R1}\cos\frac{90^\circ}{z_1} + d_{R1}$	

Scanned with OKEN Scanner

(continuare)

0	1	2	3	4
7.5.7	Lungimea (cota) între role la roată (2) (dantură interioară)	M_{R2}	a) La roți cu z_2 număr par: $M_{R2} = 2r_{R2} - d_{R2}$ b) La roți cu z_2 număr impar: $M_{R2} = 2r_{R2}\cos\frac{90^o}{z_2} - d_{R2}$	
7.5.8	Verificarea măsurabilității la pinion (1)		Condiția 1: pentru măsurabilitatea ușoară se recomandă respectarea relației: $M_{R1} > d_{a1} + \Delta_M$ Condiția 2 (obligatorie): $2r_{R1} - d_{R1} > d_{f1}$ În caz contrar trebuie reluat calculul de la poz.2 cu altă valoare pentru d_R (d_{R1})	Pentru mărimea Δ_M se recomandă valori cuprinse între limitele Δ_M = 0,2 .. 2 mm, în funcție de diametrul de cap al roții
7.5.9	Verificarea măsurabilității la roată (2)		Condiția 1: pentru măsurabilitatea ușoară se recomandă relația: $M_{R2} \leq d_{a2} - \Delta_M$ Condiția 2 (obligatorie): $2r_{R2} + d_{R2} < d_{f2}$ În caz contrar trebuie reluat calculul de la poz.2 cu altă valoare pentru d_R (d_{R2})	Pentru mărimea Δ_M se recomandă valori cuprinse între limitele Δ_M = 0,2 ... 2 mm, în funcție de diametrul de cap al roții
7.5.10/1	Abaterea superioară a lungimii (cotei) medii peste dinți pentru pinion (1)	$-E_{Wms1}$	$-E_{Wms1} = -[(E_{Wms1})_I + (E_{Wms1})_{II}]$, unde: $(E_{Wms1})_I = f(TAJ, TJF, d_1)$; $(E_{Wms1})_{II} = f(F_{r1})$	Din STAS 6273-81, tabelul 16 respectiv tabelul 17
7.5.10/2	Abaterea inferioară a lungimii (cotei) medii peste goluri pentru roată (2)	$+E_{Wmi2}$	$+E_{Wmi2} = +[(E_{Wmi2})_I + (E_{Wmi2})_{II}]$, unde: $(E_{Wmi2})_I = f(TAJ, TJF, d_2)$; $(E_{Wmi2})_{II} = f(F_{r2})$	Din STAS 6273-81, tabelul 16 respectiv tabelul 17
7.5.11/1	Abaterea superioară a lungimii (cotei) peste role la pinion (1)	$-E_{Ms1}$	$-E_{Ms1} = \frac{-E_{Wms1}}{\sin\alpha_{R1}}$	
7.5.11/2	Abaterea inferioară a lungimii (cotei) între role la roată (2)	$+E_{Mi2}$	$-E_{Mi2} = \frac{+E_{Wmi2}}{\sin\alpha_{R2}}$	
7.5.12/1	Toleranța lungimii (cotei) medii peste dinți la pinion (1)	T_{Wm1}	$T_{Wm1} = f(TAJ, TJF, f_1)$ unde: f_1 – toleranța bătăii radiale	Din STAS 6273-81, tabelul 18
7.5.12/2.	Toleranța lungimii (cotei) medii peste goluri la roată (2)	T_{Wm2}	$T_{Wm2} = f(TAJ, TJF, f_2)$ unde: f_2 – toleranța bătăii radiale	Din STAS 6273-81, tabelul 18
7.5.13/1	Toleranța lungimii (cotei) peste role la pinion (1)	T_{M1}	$T_{M1} \cong \frac{T_{Wm1}}{\sin\alpha_{R1}}$	Din STAS 6273-81, tabelul 18

Scanned with OKEN Scanner

(continuare)

0	1	2	3	4
7.5.13/2	Toleranța lungimii (cotei) între role la roată (2)	T_{M2}	$T_{M2} \approx \frac{T_{Wm2}}{\sin \alpha_{R2}}$	Din STAS 6273-81, tabelul 18
7.5.14/1	Abaterea inferioară a lungimii (cotei) peste role la pinion (1)	$-E_{Mi1}$	$-E_{Mi1} = -E_{Ms1} - T_{M1}$	Din STAS 6273-81, tabelul 18
7.5.14/2	Abaterea superioară a lungimii (cotei) între role la roată (2)	$+E_{Ms2}$	$+E_{Ms2} = +E_{Mi2} + T_{M2}$	Din STAS 6273-81, tabelul 18

Scanned with OKEN Scanner

3. ANGRENAJE PARALELE CILINDRICE EVOLVENTICE CU DANTURĂ ÎNCLINATĂ

3.1 GEOMETRIA ANGRENAJELOR PARALELE CILINDRICE EVOLVENTICE CU DANTURĂ ÎNCLINATĂ

3.1.1 Notaţii

În acest paragraf sunt enumerate numai acele notaţii care diferă faţă de cele prezentate în paragraful 2.1.1, pentru danturile drepte, fiind conform STAS 12223-84 pentru danturile exterioare şi conform STAS 12225-84 pentru danturile interioare.

Simbol	Denumirea elementului	Observaţii
c^*_n	Coeficientul normal al jocului de referinţă la capul dintelui	Poziţia indicelui "*n*" (normal) sau "*t*" (frontal) în cadrul unui simbol poate fi oricare, având în vedere că în STAS 12223-84 şi 12225-84 ocupă prima poziţie (ex.: a_{tw}) dar în STAS 12268-84 ocupă ultima poziţie(ex.: a_{wt})
c^*_t	Coeficientul frontal al jocului de referinţă la capul dintelui	
d_n (d_{n1}, d_{n2})	Diametrul de divizare al roţii echivalente (1 - al pinionului; 2 - al roţii	
d'_B	Diametrul preliminar al bilelor (pentru măsurarea lungimii (cotei) peste /între bile	
d_B	Diametrul adoptat al bilelor (pentru măsurarea lungimii (cotei) peste/între bile	
e_{an}	Arcul de cap normal al golului	
e_{at}	Arcul de cap frontal al golului	
e_{bn}	Arcul de bază normal al golului	
e_{bt}	Arcul de bază frontal al golului	
e_n	Arcul de divizare normal al golului	
e_t	Arcul de divizare frontal al golului	
e_{yn}	Arcul normal al golului pe un cilindru oarecare (de diametru d_y)	
e_{yt}	Arcul frontal al golului pe un cilindru oarecare (de diametru d_y)	
h^*_{aFn}	Coeficientul normal al înălţimii flancate a capului dintelui	
h^*_{an}	Coeficientul normal al capului de referinţă	

Scanned with OKEN Scanner

Simbol	Denumirea elementului	Observații
h^*_{an0}	Coeficientul normal al capului dintelui cuțitului - roată	
h^*_{at}	Coeficientul frontal al capului de referință	
h^*_{at0}	Coeficientul frontal al capului dintelui cuțitului - roată	
$\bar{h}_{cn}$	Înălțimea la coarda constantă normală	
h^*_{fn0}	Coeficientul normal al piciorului dintelui cuțitului - roată	
h^*_{ft0}	Coeficientul frontal al piciorului dintelui cuțitului - roată	
$\bar{h}_{ny}$	Înălțimea la coarda normală a dintelui pe un cilindru oarecare (de diametru d_y)	
h_s (h_{s2})	Înălțimea de subtăiere a flancurilor de cap la roată (2)	
$\bar{h}_{ty}$	Înălțimea la coarda frontală a dintelui pe un cilindru oarecare (de diametru d_y)	
$inv\ \alpha_t$	Involuta unghiului α_t	
$inv\ \alpha_{tB}$	Involuta unghiului α_{tB}	
$inv\ \alpha_{tV1}$	Involuta unghiului α_{tV1}	
$inv\ \alpha_{tw}$	Involuta unghiului α_{tw}	
$inv\ \alpha_{tw0}$	Involuta unghiului α_{tw0}	
m_n	Modulul normal	
m_{n0}	Modulul normal al cuțitului - roată	
m_t	Modulul frontal	
m_{t0}	Modulul frontal al cuțitului - roată	
M_B	Lungimea (cota) peste/între bile	
p_{bn}	Pasul de bază normal	
p_{bt}	Pasul de bază frontal	
p_n	Pasul normal (de divizare)	
p_{ny}	Pasul normal pe un cilindru oarecare (de diametru d_y)	
p_t	Pasul frontal (de divizare)	
p_{ty}	Pasul frontal pe un cilindru oarecare (de diametru d_y)	
p_{tw} ($sau\ p_w$)	Pasul frontal de rostogolire	
p_x	Pasul axial	
p_z	Pasul elicei	
r_B	Raza cercului pe care sunt situate centrele bilelor (la măsurarea lungimii (cotei) peste/între bile	
s_{an}	Arcul de cap normal al dintelui	
s_{at}	Arcul de cap frontal al dintelui	
s_{bn}	Arcul de bază normal al dintelui	
s_{bt}	Arcul de bază frontal al dintelui	
$\bar{s}_{cn}$	Coarda constantă (normală) a dintelui	

Scanned with OKEN Scanner

Simbol	Denumirea elementului	Observații
s_n	Arcul normal de divizare al dintelui	
s_{ny}	Arcul normal al dintelui pe un cilindru oarecare (de diametru d_y)	
s_{ny}	Coarda normală a dintelui pe un cilindru oarecare (de diametru d_y)	
s_t	Arcul frontal de divizare al dintelui	
s_{ty}	Arcul frontal al dintelui pe un cilindru oarecare (de diametru d_y)	
W_{nN}	Lungimea (cota) normală peste N dinți/goluri	
$W_{n(N+1)}$ $W_{n(N-1)}$	Lungimea (cota) normală peste (N+1) respectiv peste (N–1) dinți/goluri	
W_{tN}	Lungimea (cota) frontală peste N dinți/goluri	
$W_{t(N+1)}$ $W_{t(N-1)}$	Lungimea (cota) frontală peste (N+1) respectiv peste (N–1) dinți/goluri	
x_n (x_{n1}, x_{n2})	Coeficientul normal de deplasare a profilului (1 - la pinion; 2 - la roată)	
x_{n0}	Coeficientul normal al deplasării profilului la cuțitul - roată	
x_{nd}	Coeficientul normal al diferenței deplasărilor de profil (al angrenajului interior)	
x_{nd0} (x_{nd02})	Coeficientul normal al diferenței deplasărilor de profil la angrenajul tehnologic (roată/cuțit - roată - indice: nd02)	
x_{nmin1}	Coeficientul normal minim de deplasare a profilului la limita subtăierii dinților pinionului (1), în cazul danturării cu cuțit - pieptene sau freză - melc	
x_{ns}	Coeficientul normal al sumei deplasărilor de profil (al angrenajului exterior)	
x_t (x_{t1}, x_{t2})	Coeficientul frontal de deplasare a profilului (1 - la pinion; 2 - la roată)	
x_{t0}	Coeficientul frontal al deplasării profilului la cuțitul - roată	
x_{td}	Coeficientul frontal al diferenței deplasărilor de profil (al angrenajului interior)	
x_{td0} (x_{td02})	Coeficientul frontal al diferenței deplasărilor de profil la angrenajul tehnologic (roată/cuțit - roată - indice: td02)	
x_{tmin1}	Coeficientul frontal minim de deplasare a profilului la limita subtăierii dinților pinionului (1), în cazul danturării cu cuțit - pieptene sau freză - melc	
x_{ts}	Coeficientul frontal al sumei deplasărilor de profil (al angrenajului exterior)	
y_n	Creșterea specifică a distanței dintre axe (în plan normal)	
y_t	Creșterea specifică a distanței dintre axe (în plan frontal)	
z (z_1, z_2)	Numărul de dinți (1 - la pinion; 2 - la roată)	
z_0	Numărul de dinți ai cuțitului - roată	

Scanned with OKEN Scanner

Simbol	Denumirea elementului	Observaţii
z_{min1}	Numărul minim de dinţi la limita subtăierii dinţilor pinionului (1), în cazul danturării cu cuţit - pieptene sau freză - melc	
z_n (z_{n1}, z_{n2})	Numărul de dinţi ai roţii echivalente (1 - la pinion; 2 - la roată)	
α_n	Unghiul de presiune de referinţă normal	
α_{n0}	Unghiul de presiune de referinţă normal al cuţitului - roată	
α_t	Unghiul de presiune de referinţă frontal	
α_{t0}	Unghiul de presiune de referinţă frontal al cuţitului - roată	
α_{ta} (sau α_{tak})	Unghiul de presiune frontal la capul dintelui (sau pe muchiile longitudinale de teşire)	
α_{ta0} (sau α_{tak0})	Unghiul de presiune frontal de cap al cuţitului - roată (sau pe muchiile longitudinale de teşire)	
α_{tB}	Unghiul de presiune frontal al centrelor bilelor (la măsurarea lungimii (cotei) peste/între bile)	
α_{tF}	Unghiul de presiune frontal în punctul iniţial de flancare (pe profilul de bază)	
α_{tFa}	Unghiul de presiune frontal de flancare a capului dintelui profilului de referinţă	
α_{tV1}	Unghiul de presiune frontal pe cilindrul vârfurilor ascuţite la pinion (1)	
α_{tW}	Unghiul de angrenare frontal (unghiul de presiune pe cilindrii de rostogolire ai roţilor în angrenare)	
α_{tWN}	Unghiul de angrenare frontal pe cilindrul de diametru $d + 2x_n m_n = d + 2x_t m_t$ (folosit la lungimea (cota) peste dinţi/goluri)	
α_{tW0} (α_{tW02})	Unghiul de angrenare frontal al angrenajului tehnologic roată (2)/cuţit - roată (0)	
α_{ty}	Unghiul de presiune frontal pe un cilindru oarecare (de diametru d_y)	
β	Unghiul de înclinare (de divizare) al danturii	
β_0	Unghiul de înclinare (de divizare) al cuţitului - roată	
β_a	Unghiul de înclinare pe cilindrul de cap	
β_b	Unghiul de înclinare (pe cilindrul) de bază	
β_y	Unghiul de înclinare pe un cilindru oarecare (de diametru d_y)	
Δ^*_{aFn}	Coeficientul normal al adâncimii de flancare a capului dintelui	
Δ_{aFt}	Adâncimea de flancare a capului dintelui roţii pe profilul frontal	
$\Delta y_{n(t)}$	Coeficientul de micşorare a jocului la capul dintelui în plan normal (frontal)	
ε_α	Gradul de acoperire frontal (al profilelor)	

Scanned with OKEN Scanner

Simbol	Denumirea elementului	Observaţii
$\varepsilon_{\alpha F}$	Gradul de acoperire frontal parţial al profilelor de bază (la danturi cu flancare de cap)	
ε_{β}	Gradul de acoperire axial (al înclinării)	
ε_{γ}	Gradul de acoperire total	
ρ_{tB}	Raza de curbură a profilului frontal în punctele de contact cu bilele (la măsurarea lungimii (cotei) peste/între bile)	
ρ_{tF}	Raza de curbură a profilului frontal de bază în punctul de început al flancării	
ρ_{ts}	Raza de curbură a profilului frontal în punctele care definesc coarda constantă	
ρ_{ty}	Raza de curbură a profilului frontal pe un cilindru oarecare (de diametru d_y)	
ρ_{Wt}	Raza de curbură a profilelor frontale antiomologe în punctele simetrice ale lungimii (cotei) peste dinţi/goluri	
ψ_{nty}	Semiunghiul normal al arcului dintelui roţii echivalente pe un cilindru oarecare (de diametru d_y)	
ψ_{ta} (ψ_{ta1}, ψ_{ta2})	Semiunghiul arcului frontal al capului dintelui (1 - la pinion; 2 - la roată)	
ψ_{ta0}	Semiunghiul arcului frontal al capului dintelui cuţitului - roată	
ψ_{ty}	Semiunghiul arcului frontal al dintelui pe cilindru oarecare (de diametru d_y)	

3.1.2 Caracteristicile geometriei danturilor cilindrice evolventice înclinate

La roţile cu dantura înclinată direcţia dinţilor este diferită de direcţia axei roţii, faţă de care dinţii sunt înclinaţi cu unghiul β (pe cilindrul de divizare).

Spre deosebire de roţile cilindrice cu dinţi drepţi, la care contactul liniar al perechilor de dinţi în angrenare se stabileşte în acelaşi timp pe întreaga lăţime a roţii, la cele cu dinţi înclinaţi angrenarea unei perechi de dinţi se face treptat, realizându-se astfel o angrenare continuă, fără salturi.

Dintele este "înfăşurat" pe roată, constituind astfel o porţiune dintr-o elice. Mărimea unghiului de înclinare a danturii are valori diferite în funcţie de cilindrul roţii pe care se face măsurarea, aşa cum rezultă din Fig. 3.1.2.1:

Sensul de înclinare a dinţilor (sensul elicei) poate fi la dreapta sau la stânga. Sensul "la dreapta" este definit ca sensul filetului unui şurub, care, prin rotire în sensul acelor ceasornicului, se înşurubează intrând în piuliţă.

Scanned with OKEN Scanner

Cele două roți ale unui angrenaj au aceeași cremalieră de referință cu dinții având aceeași înclinare, însă în sensuri opuse (una din roți are elice pe dreapta, iar cealaltă pe stânga).

În cazul danturilor înclinate apare și o componentă axială a sarcinii normale pe dinte. Pentru echilibrarea acestei componente dantura simplu înclinată este înlocuită cu dantura dublu înclinată, denumită dantură în V sau în W, mai ales la angrenajele de dimensiuni mari.

În cazul angrenajelor exterioare, mărimea unghiului de înclinare a dinților se alege între 6° și 10° pentru treptele finale ale reductoarelor mari și pentru treapta I-a a motoreductoarelor; între 10° și 20° în celelalte cazuri; între 20° și 30° pentru angrenajele în V deschis și între 25° și 35° pentru angrenajele în V închis (realizate cu cuțite roată, la care se admit valori standardizate pentru modulul frontal).

În cazul roților dințate prelucrate cu cuțite roată, unghiul de înclinare al dinților este cel al sculei; în cazul prelucrării cu freză melc, valoarea unghiului de înclinare depinde de modul și de numerele de dinți ale roților de schimb din lanțul cinematic al mașinii de danturat, rezultând valori care nu mai sunt numere întregi și care trebuie calculate cu cât mai multe zecimale posibile (minimum 5).

În cazul angrenajelor interioare, utilizate mai ales la viteze mici, se preferă danturile drepte; pentru danturile simplu înclinate, $\beta = 10° - 20°$; pentru angrenajele în V deschis, $\beta = 15° - 30°$.

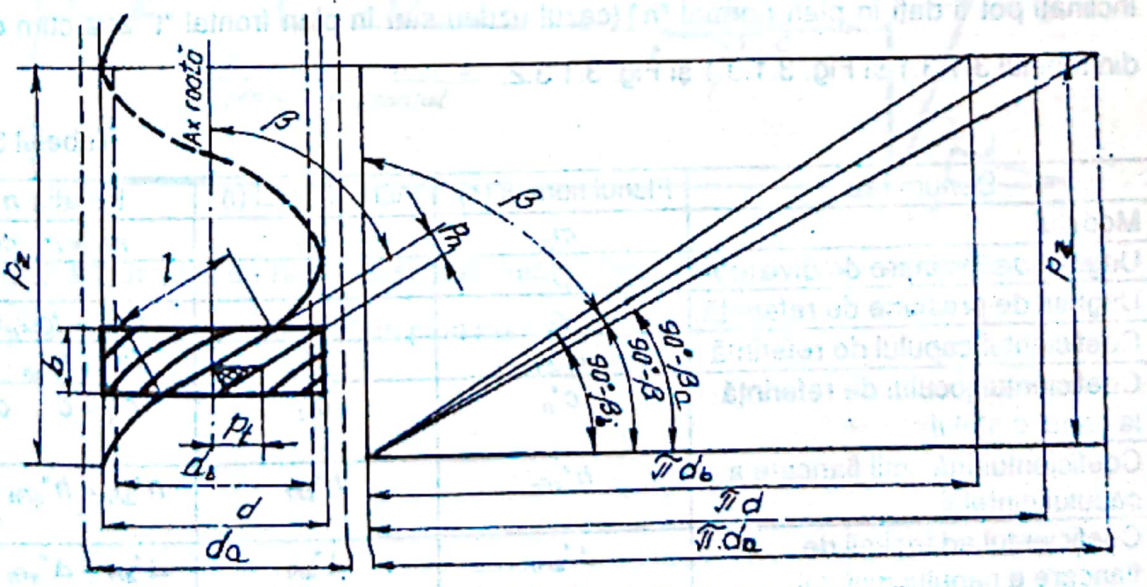


Fig. 3.1.2.1 Definirea unghiurilor de înclinare a danturii

Scanned with OKEN Scanner

Se pot scrie relaţiile:

$$tg\beta_b = \frac{\pi \cdot d_b}{p_z} \qquad (3.1.2.1)$$

$$tg\beta = \frac{\pi d}{p_z} \qquad (3.1.2.2)$$

$$tg\beta_a = \frac{\pi d_a}{p_z} \qquad (3.1.2.3)$$

$$tg\beta_b = \frac{\pi d_b}{\pi d} \cdot tg\beta = \cos\alpha_t \cdot tg\beta \qquad (3.1.2.4)$$

sau:

$$\beta_b = arc\,tg\,(tg\beta \cdot \cos\alpha_t) \qquad (3.1.2.5)$$

Dantura apare ca generată de o cremalieră (generatoare) având dinţii cu flancurile situate pe direcţii înclinate cu unghiul β (de divizare) faţă de axa roţii.

3.1.3 Definirea danturilor înclinate cilindrice

Fiecare dantură înclinată cilindrică se defineşte prin intermediul unui angrenaj de definire (fictiv) format din cremaliera generatoare cu dinţi rectilinii înclinaţi şi roata care se defineşte.

Conjugata cremalierei generatoare cu dinţi înclinaţi este cremaliera de referinţă cu dinţi înclinaţi, ale cărei elemente sunt date tot prin STAS 821-82 (cu excepţia unghiului de înclinare β).

I. Parametrii definitorii ai formei şi dimensiunilor cremalierei de referinţă cu dinţi înclinaţi pot fi daţi în plan normal "n" (cazul uzual) sau în plan frontal "t" aşa cum rezultă din tabelul 3.1.3.1 şi Fig. 3.1.3.1 şi Fig. 3.1.3.2.

Tabelul 3.1.3.1

Denumirea	Planul normal (n)	Planul frontal (t)	Relaţia $n-t$
Modulul	m_n	m_t	$m_t = m_n/\cos\beta$
Unghiul de înclinare de divizare	β	β	–
Unghiul de presiune de referinţă	α_n	α_t	$tg\alpha_t = tg\alpha_n/\cos\beta$
Coeficientul capului de referinţă	h^*_{an}	h^*_{at}	$h^*_{at} = h^*_{an} \cdot \cos\beta$
Coeficientul jocului de referinţă la capul dintelui	c^*_n	c^*_t	$c^*_t = c^*_n \cdot \cos\beta$
Coeficientul înălţimii flancate a capului dintelui	h^*_{aFn}	h^*_{aFt}	$h^*_{aFt} = h^*_{aFn} \cdot \cos\beta$
Coeficientul adâncimii de flancare a capului dintelui	Δ^*_{aFn}	Δ^*_{aFt}	$\Delta^*_{aFt} = \Delta^*_{aFn} \cdot \cos\beta$
Coeficientul razei de racordare de referinţă la piciorul dintelui	ρ^*_{fn}	ρ^*_{ft}	$\rho^*_{ft} = \rho^*_{fn} \cdot \cos\beta$

Scanned with OKEN Scanner

Având în vedere că înălțimea dintelui e constantă, indiferent în ce plan este măsurată, între acești parametri se pot scrie relațiile:

Înălțimea capului dintelui: $h_a = h^*_{an} \cdot m_n = h^*_{at} \cdot m_t$ (3.1.3.1)

Pasul frontal: $p_t = \pi m_t$ (3.1.3.2)

Pasul normal: $p_n = \pi m_n$ (3.1.3.3)

$p_n = p_t \cdot \cos\beta$

și: $m_n = m_t \cdot \cos\beta$ (3.1.3.5)

$h^*_{an} \cdot \cos\beta = h^*_{at}$ (3.1.3.6)

$c^*_n \cdot \cos\beta = c^*_t$ (3.1.3.7)

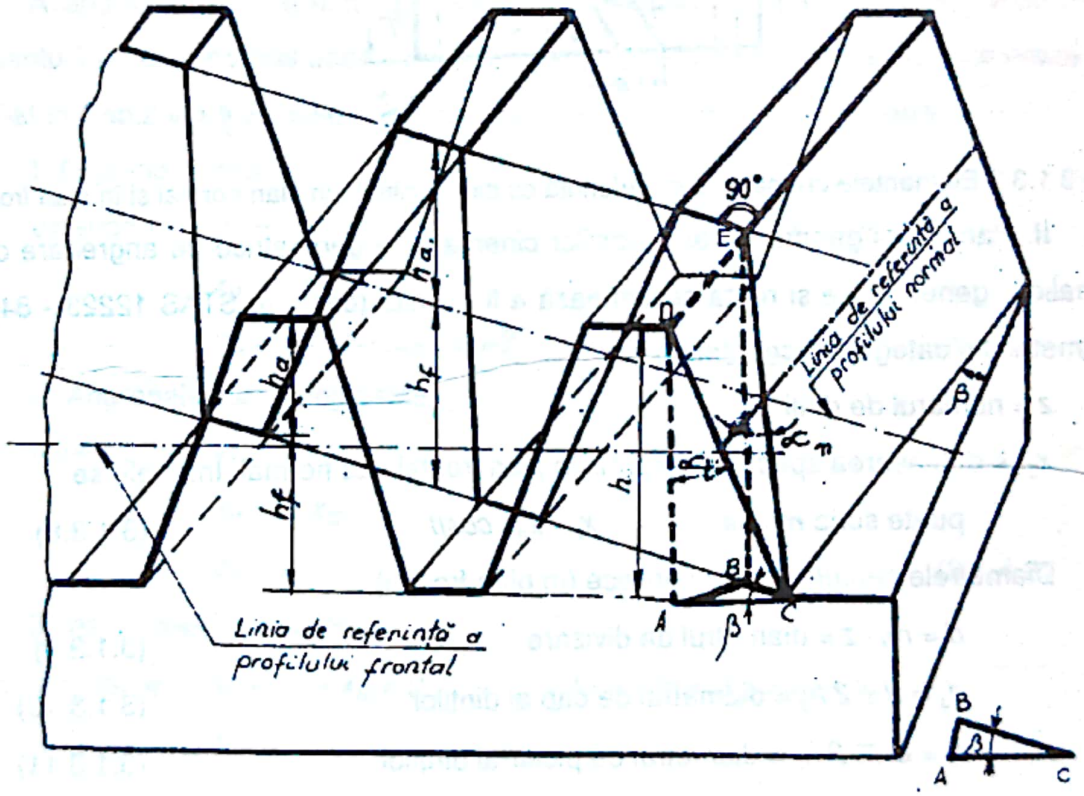


Fig. 3.1.3.1 Unghiul de referință și înălțimea dinților la cremaliera de referință cu dinți înclinați în plan normal și în plan frontal

Scanned with OKEN Scanner

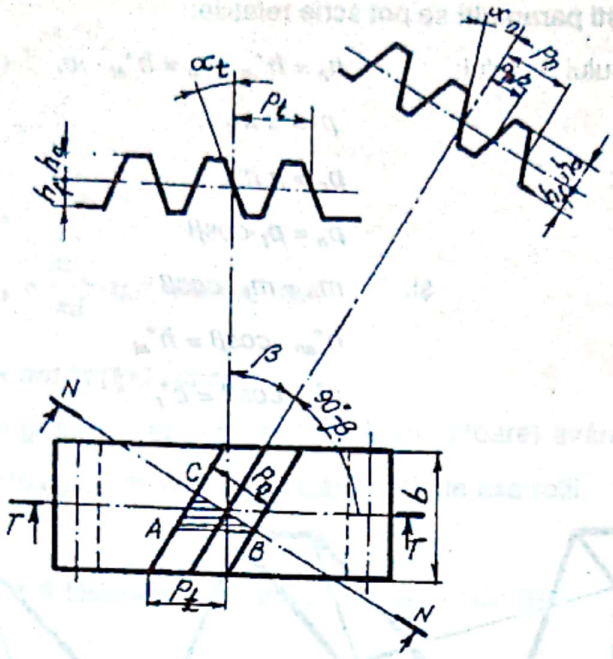


Fig.3.1.3.2 Elementele cremalierei de referinţă cu dinţi înclinaţi, în plan normal şi în plan frontal

II. Parametrii geometrici ai condiţiilor cinematico - geometrice de angrenare dintre cremaliera generatoare şi roata ce urmează a fi definită (conform STAS 12223 - 84). La parametrii din categoria I se adaugă:

z = numărul de dinţi

$x_{t,n}$ = deplasarea specifică de profil în plan frontal sau normal. Între ele se poate scrie relaţia: $x_t = x_n \cdot \cos\beta$ (3.1.3.8)

Diametrele cercurilor caracteristice (în plan frontal):

$d = m_t \cdot z$ = diametrul de divizare (3.1.3.9)

$d_a = d \pm 2\,h_a$ = diametrul de cap al dinţilor (3.1.3.10)

$d_f = d \mp 2\,h_f$ = diametrul de picior al dinţilor (3.1.3.11)

$d_b = d \cdot \cos\alpha_t$ = diametrul de bază (3.1.3.12)

h_a = înălţimea capului dintelui $= m_t (h^*_{at} \pm x_t) = m_n (h^*_{an} \pm x_n)$ (3.1.3.13)

h_f = înălţimea piciorului dintelui =

$= m_t (h^*_{at} + c^*_t \mp x_t) = m_n (h^*_{an} + c^*_n \mp x_n)$ (3.1.3.14)

h = înălţimea dintelui $= h_a + h_f = m_t (2h_{at}^* + c^*_t) = m_n (2h_{an}^* + c^*_n)$ (3.1.3.15)

s_t = arcul dintelui pe cercul de divizare = $m_t\left(\frac{\pi}{2} \pm 2x_t \cdot tg\alpha_t\right)$ (3.1.3.16)

Scanned with OKEN Scanner

Observație: În relațiile în care intervin două semne ($\pm$ sau $\mp$), semnul din partea superioară se referă la roțile cu dantură exterioară, iar semnul din partea inferioară se referă la roțile cu dantură interioară, la care trebuie de asemenea satisfăcută inegalitatea: $d_b < d_a$.

3.1.4 Angrenaje realizate cu diferite tipuri de danturi înclinate

(Elemente geometrice conform STAS 12223-84 și STAS 12225-84)

Ca și în cazul angrenajelor cu danturi drepte, se deosebesc trei tipuri de angrenaje în funcție de mărimea deplasării specifice sumă (sau diferență) de profil.

Având în vedere că numai în plan frontal se poate vorbi de cercuri caracteristice ale danturii (în plan normal acestea devin elipse), toate elementele geometrice prezentate detaliat în Cap.2 vor fi valabile și în cazul danturilor înclinate, în plan frontal.

I. Angrenaje zero:

exterioare: $x_{ts} = x_{t1} + x_{t2} = 0$ interioare: $x_{td} = x_{t2} - x_{t1} = 0$

$x_{t1} = x_{t2} = 0$

$a_w = a = m_t \cdot (z_2 \pm z_1)/2$ (3.1.4.1)

II. Angrenaje zero - deplasate:

exterioare: $x_{ts} = 0$ interioare: $x_{td} = 0$

$x_{t1} = \mp x_{t2}$

$a_w = a$ (3.1.4.2)

III. Angrenaje deplasate:

exterioare: $x_{ts} = x_{t1} + x_{t2} \neq 0$ interioare: $x_{td} = x_{t2} - x_{t1} \neq 0$

$a_w \neq a$

$$a_w = \frac{d_{w2} \pm d_{w1}}{2} = a \cdot \frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_{tw}} \qquad (3.1.4.3)$$

3. 1.5 Gradul de acoperire al angrenajelor cu dinți înclinați

Gradul de acoperire total, în cazul angrenajelor cu dinți înclinați, are două componente: gradul de acoperire frontal (al profilelor), ε_α, și gradul de acoperire axial (al înclinării danturii), ε_β.

Scanned with OKEN Scanner

Acesta din urmă se datorează "înaintării flancului" dintelui care contribuie la asigurarea continuității angrenării și diminuării șocurilor la intrarea și la ieșirea din angrenare (mai ales dacă are valori supraunitare).

Considerând o secțiune cilindrică prin roată, având diametrul egal cu al cilindrului de bază, d_b, conform Fig. 3.1.5.1, gradul de acoperire axial va fi raportul dintre "înaintarea flancului" $= b \cdot tg\beta_b$ și pasul pe cercul de bază, p_b:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot tg\beta_b}{p_b} = \frac{b \cdot tg\beta \cdot \cos\alpha_t}{\pi \cdot m_n \cdot \cos\beta \cdot \cos\alpha_t} = \frac{b \cdot \sin\beta}{\pi \cdot m_n} \qquad (3.1.5.1)$$

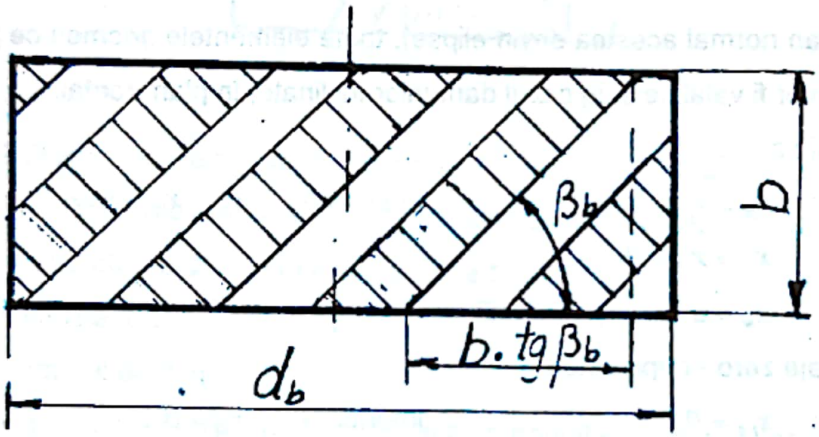


Fig. 3.1.5.1 Determinarea gradului de acoperire axial.

Gradul de acoperire total, ε_γ, va fi:

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta \qquad (3.1.5.2)$$

Având în vedere recomandările (ca ambele componente să fie supraunitare) rezultă pentru valorile gradului de acoperire total valori peste 2.

Scanned with OKEN Scanner

3.2 CALCULELE DE REZISTENȚĂ ALE ANGRENAJELOR PARALELE CILINDRICE EVOLVENTICE CU DANTURA ÎNCLINATĂ

3.2.1 Forțele nominale din angrenare

În Fig. 3.2.1.1 a fost reprezentată schematic o roată dințată cu dinți înclinați (cu unghiul β_w pe cilindrul de rostogolire, având diametrul d_w) iar la mijlocul danturii componentele forței normale pe dinte (în faza de angrenare unipară), rezultate din acțiunea roții conjugate din angrenare.

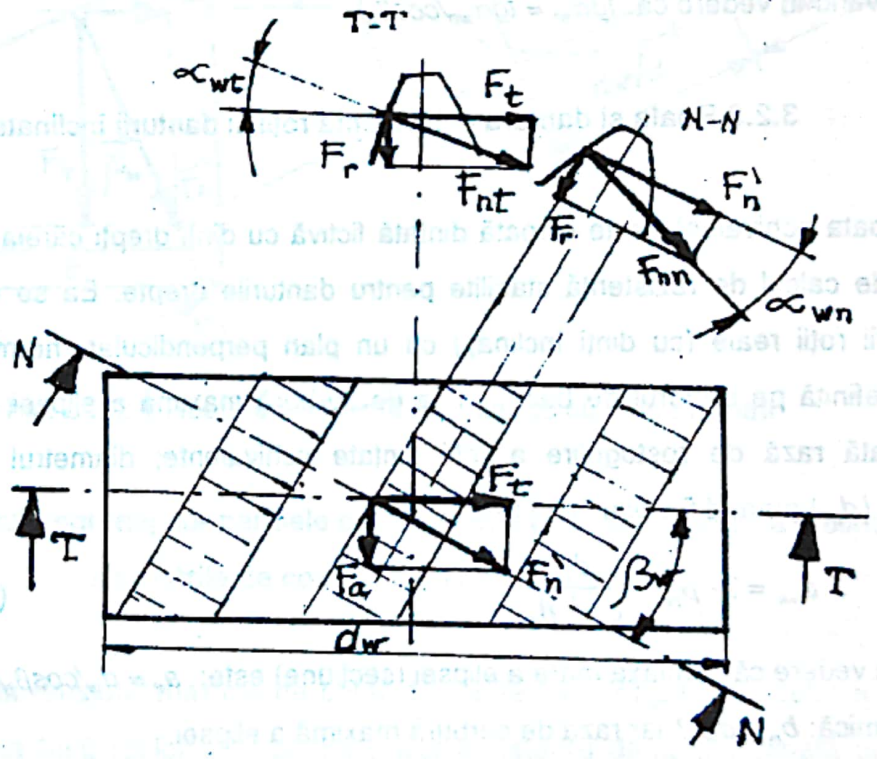


Fig. 3.2.1.1 Forțele din angrenajele paralele cilindrice cu dinți înclinați

Făcând o secțiune normală pe dintele în contact (N ÷ N), forța normală pe dinte (F_{nn}) va avea componentele; F_r și F'_n:

$$F'_n = F_{nn} \cdot \cos\alpha_{wn} \qquad (3.2.1.1)$$

$$F_r = F_{nn} \cdot \sin\alpha_{wn} \qquad (3.2.1.2)$$

Forța tangențială, F_t, și cea axială, F_a, au expresiile:

Scanned with OKEN Scanner

$$F_t = F'_n \cdot \cos\beta_w = F_{nn} \cdot \cos\beta_w \cdot \cos\alpha_{wn} \qquad (3.2.1.3)$$

$$F_a = F_t \cdot tg\beta_w \qquad (3.2.1.4)$$

Componenta radială, F_r, devine (din relația 3.2.1.2);

$$F_r = F_t \cdot tg\alpha_{wn}/\cos\beta_w = F_t \cdot tg\alpha_{wt} \qquad (3.2.1.5)$$

deoarece;

$$F_{nn} = \frac{F_t}{\cos\beta_w \cdot \cos\alpha_{wn}} \qquad (3.2.1.6)$$

Aceleași relații se puteau obține și cu ajutorul secțiunii frontale T T;

$$F_t = F_{nt} \cdot \cos\alpha_{wt}$$

$$F_r = F_t \cdot tg\alpha_{wt} = F_t \cdot tg\alpha_{wn}/\cos\beta_w$$

(având în vedere că: $tg\alpha_{wt} = tg\alpha_{wn}/\cos\beta_w$)

3.2.2 Roata și dantura echivalentă roții și danturii înclinate

Roata echivalentă este o roată dințată fictivă cu dinți drepți căreia i se pot aplica relațiile de calcul de rezistență stabilite pentru danturile drepte. Ea se obține în urma secționării roții reale (cu dinți înclinați) cu un plan perpendicular (normal) pe direcția dinților definită pe cilindrul de bază. Raza de curbură maximă a elipsei (secțiune) este considerată rază de rostogolire a roții dințate echivalente; diametrul de rostogolire respectiv (d_{wn}) putând fi calculat cu relația:

$$d_{wn} = 2 \cdot \rho_{be} = \frac{d_w}{\cos^2\beta_b} \qquad (3.2.2.1)$$

(având în vedere că semiaxa mare a elipsei (secțiune) este; $a_e = d_w/\cos\beta_b/2$; semiaxa mică: $b_e = d_w/2$, iar raza de curbură maximă a elipsei,

$$\rho_{be} = \frac{a^2_e}{b_e} = \frac{d_w}{2\cos^2\beta_b} = \frac{d_{wn}}{2}$$

Numărul de dinți ai roții echivalente:

$$z_n = \frac{d_{wn}}{m_n} = \frac{d_w}{m_n \cdot \cos^2\beta_b} = \frac{m_t \cdot z}{m_n \cdot \cos^2\beta_b} = \frac{z}{\cos^2\beta_b \cdot \cos\beta} \qquad (3.2.2.2)$$

Lățimea roții echivalente: $b_n = b/\cos\beta_b$ (3.2.2.3)

Scanned with OKEN Scanner

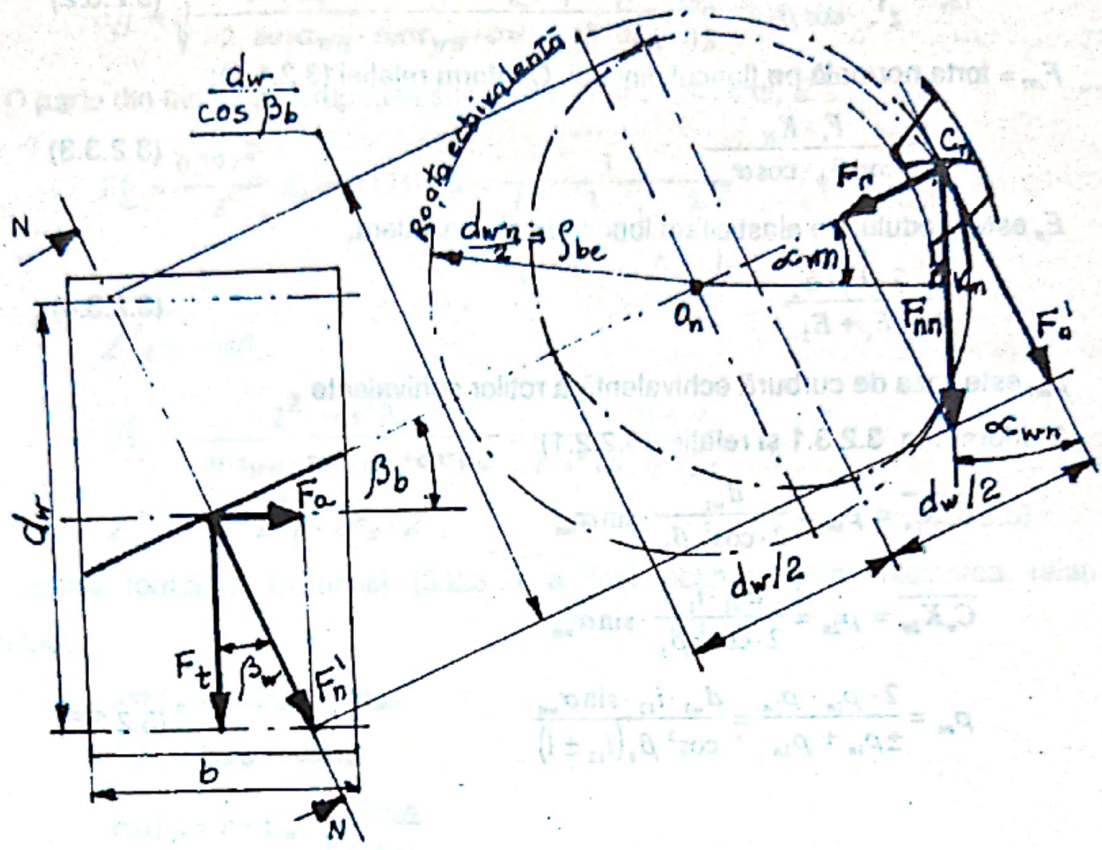


Fig. 3.2.2.1 Roata echivalentă roții dințate cu dinți înclinați

3.2.3 Calculul angrenajelor paralele cilindrice evolventice cu dantură înclinată la solicitările de contact ale flancurilor dinților.

Calcularea tensiunii maxime de contact (σ_H) se face tot pe baza relației lui Hertz (3.2.3.1), aplicată însă roților echivalente roților dințate cu dantura înclinată aparținând angrenajului real. Pentru roțile angrenajului echivalent (elementele referitoare la acestea poartă și indicele "n"), relația lui Hertz ia forma:

$$\sigma_H = 0{,}592\sqrt{\frac{F_{nn}\cdot E_e}{l_{Hn}\cdot \rho_{en}}} \quad \text{(MPa)} \qquad (3.2.3.1)$$

unde:

l_{Hn} este lungimea de contact a dinților, egală cu lățimea roților echivalente (afectată și de factorul gradului de acoperire, Z^2_ε):

Scanned with OKEN Scanner

$$l_{Hn} = \frac{b}{z^2_c \cdot \cos\beta_b} \qquad (3.2.3.2)$$

F_{nn} = forța normală pe flancul dintelui. Conform relației (3.2.1.6);

$$F_{nn} = \frac{F_t \cdot K_H}{\cos\beta_w \cdot \cos\alpha_{wn}} \qquad (3.2.3.3)$$

E_e este modulul de elasticitate longitudinal echivalent:

$$E_e = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \qquad (3.2.3.4)$$

ρ_{en} este raza de curbură echivalentă a roților echivalente

Conform Fig. 3.2.3.1 și relației (3.2.2.1):

$$\overline{C_n K_{1n}} = \rho_{1n} = \frac{d_{w1}}{2 \cdot \cos^2\beta_b} \cdot \sin\alpha_{wn}$$

$$\overline{C_n K_{2n}} = \rho_{2n} = \frac{d_{w1} \cdot i_{12}}{2 \cdot \cos^2\beta_b} \cdot \sin\alpha_{wn}$$

$$\rho_{en} = \frac{2 \cdot \rho_{1n} \cdot \rho_{2n}}{\pm\rho_{1n} + \rho_{2n}} = \frac{d_{w1} \cdot i_{12} \cdot \sin\alpha_{wn}}{\cos^2\beta_b (i_{12} \pm 1)} \qquad (3.2.3.5)$$

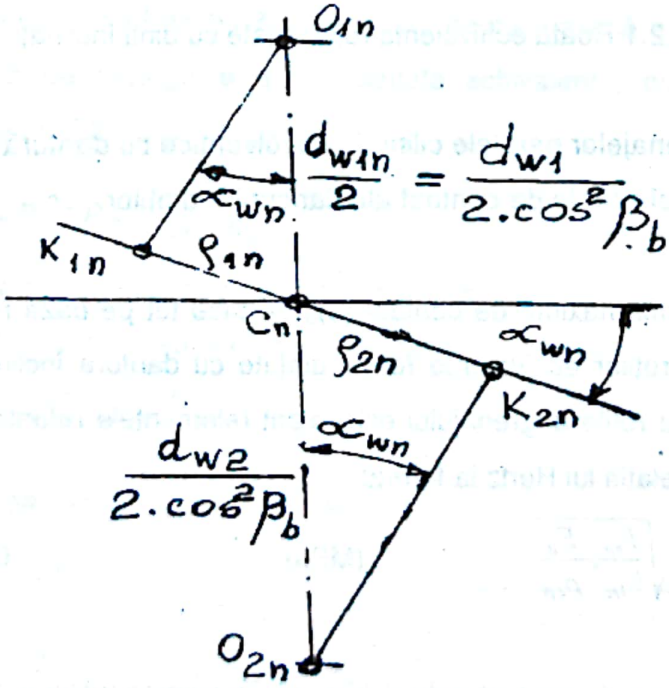


Fig. 3.2.3.1 Determinarea razelor de curbură echivalente

Înlocuind mărimile din relația lui Hertz cu expresiile stabilite mai sus, rezultă:

Scanned with OKEN Scanner

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{0{,}592^2 \cdot E_e \cdot 2 \cdot \cos^3\beta_b \cdot Z_\varepsilon^2 \cdot F_t \cdot K_H \cdot (i_{12} \pm 1)}{2 \cdot \cos\alpha_{wn} \cdot \sin\alpha_{wn} \cdot \cos\beta_w \cdot b \cdot d_{w1} \cdot i_{12}}} \le \sigma_{HP}$$

O parte din factori se grupează sub forma unor coeficienți, Z^2:

$$Z_E^2 = \frac{0{,}592^2}{2} \cdot E_e = 0{,}175 \cdot E_e = \frac{1}{\pi\left(\frac{1-\upsilon_1^2}{E_1} + \frac{1-\upsilon_2^2}{E_2}\right)} \qquad (3.2.3.6)$$

$$Z^2{}_\beta = \cos\beta$$

$$Z_H^2 = \frac{2^2 \cdot \cos^3\beta_b}{\cos\alpha_{wn} \cdot \sin\alpha_{wn} \cdot \cos\beta_w} = \frac{2 \cdot \cos\beta_b}{\cos^2\alpha_t \cdot tg\alpha_{wt}} \qquad (3.2.3.7)$$

$$Z^2 = Z^2{}_\varepsilon \cdot Z^2{}_H \cdot Z^2{}_\beta \cdot Z^2{}_\varepsilon \qquad (3.2.3.8)$$

Ultima formă a expresiei (3.2.3.7) a fost obținută prin înlocuirea relațiilor geometrice:

$$\sin\beta_b = \sin\beta_w \cdot \cos\alpha_{wn}$$

$$tg\beta_b = tg\beta_w \cdot \cos\alpha_{wt}$$

$$\cos\beta_b = \cos\beta_w \cdot \frac{\cos\alpha_{wn}}{\cos\alpha_{wt}}$$

$$tg\alpha_{wn} = tg\alpha_{wt} \cdot \cos\beta_w$$

$$d_{w1} = d_1 \cdot \frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_{wt}}.$$

Cu aceste notații, tensiunea maximă de contact poate lua formele:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{Z^2 \cdot F_t \cdot K_H \cdot (i_{12} \pm 1)}{d_1 \cdot b \cdot i_{12}}} = \sqrt{\frac{Z^2 \cdot 2 \cdot 9{,}55 \cdot 10^6 \cdot P_{1H} \cdot K_H \cdot (i_{12} \pm 1)}{d^2{}_1 \cdot b \cdot i_{12} \cdot n_1}} =$$

$$= \sqrt{\frac{Z^2 \cdot 2 \cdot T_{1H} \cdot K_H \cdot (i_{12} \pm 1)}{d^3{}_1 \cdot \psi_d \cdot i_{12}}} = \sqrt{\frac{Z^2 \cdot 4{,}775 \cdot 10^6 \cdot P_{1H} \cdot K_H \cdot (i_{12} \pm 1)^3}{a^3 \cdot \psi_a \cdot i_{12} \cdot n_1}} \ge \sigma_{HP} \qquad (3.2.3.9)$$

Relațiile de dimensionare rezultate sunt similare celor stabilite pentru angrenajele cu dinți drepți (cap. 2.2.8) la fel și cele de verificare a diverșilor parametri, diferind de acestea numai prin coeficientul Z, în a cărui compunere intră și înclinarea danturii, prin Z_β.

Concluzii similare (și relații de calcul) există și pentru calculul la suprasarcinile de contact.

Scanned with OKEN Scanner

3.2.4 Calculul angrenajelor paralele cilindrice evolventice cu dantură înclinată la solicitările de încovoiere ale dinţilor

Calculul de rezistenţă la încovoiere a angrenajelor paralele cilindrice cu dinţi înclinaţi se face, la fel ca şi cel de rezistenţă la solicitările de contact, pentru roţile echivalente, notate cu indicele "n". În Fig. 3.2.4.1 este reprezentat un dinte al roţii echivalente 1n, solicitat de momentul încovoietor maxim dat de forţa normală aplicată pe vârful dintelui, în punctul E_n, la ieşirea din angrenare. O situaţie asemănătoare există şi pentru dinţii roţii conduse 2n, în punctul A_n, la intrarea în angrenare.

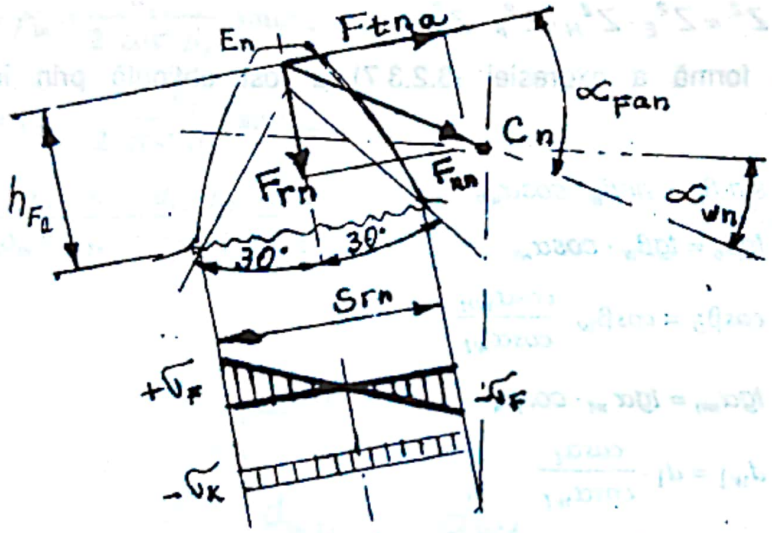


Fig.3.2.4.1 Solicitările dintelui roţii 1_n la ieşirea din angrenare

Toate considerentele prezentate în cap. 2.2.9 rămân valabile şi pentru dinţii roţilor echivalente. Cu notaţiile aferente roţii echivalente (Fig. 3.2.4.1) forţa normală pe dinte are expresiile:

$$F_{nn} = \frac{F_{tna}}{\cos \alpha_{Fan}} = \frac{F_t}{\cos \beta_w \cdot \cos \alpha_{wn}} \qquad (3.2.4.1)$$

iar componenta tangenţială:

$$F_{tn} = \frac{F_t \cdot \cos \alpha_{Fan}}{\cos \beta_w \cdot \cos \alpha_{wn}} \qquad (3.2.4.2)$$

Aceasta produce solicitări de încovoiere cu valori maxime în secţiunea periculoasă de la baza dintelui roţii echivalente.

Scanned with OKEN Scanner

Modulul de rezistență al secțiunii periculoase (înălțimea s_{Fn} a secțiunii periculoase dreptunghiulare - cu baza b_n - a fost obținută prin unirea punctelor de tangență ale racordărilor de la piciorul dintelui cu dreptele ce formează unghiuri de 30° cu axa dintelui) are expresia:

$$W_{zn} = \frac{b_n \cdot s^2_{Fn}}{6} = \frac{b \cdot s^2_{Fn}}{\cos\beta_b \cdot 6 \cdot y_\varepsilon}; \qquad \left(b_n = \frac{b}{y_\varepsilon \cdot \cos\beta_b}\right)$$

(Și aici, lățimea de calcul a roții echivalente a fost afectată de coeficientul gradului de acoperire, Y_ε):

Tensiunea maximă de încovoiere:

$$\sigma_F = \frac{6 \cdot h_{Fa} \cdot Y_\varepsilon \cdot \cos\beta_b \cdot F_{tn}}{b \cdot s^2_{Fn}} = \frac{6 \cdot \frac{h_{Fa}}{m_n} \cdot \cos\alpha_{Fan} \cdot F_t \cdot \cos\beta_b \cdot Y_\varepsilon \cdot K_F}{\left(\frac{s_{Fn}}{m_n}\right)^2 \cdot \cos\alpha_{wn} \cdot b \cdot m_n \cdot \cos\beta_w}$$

Notând:

Y_{Fa} = coeficientul (factorul) de formă a dinților $= \dfrac{6 \cdot \frac{h_{Fa}}{m_n} \cdot \cos\alpha_{Fan}}{\left(\frac{s_{Fn}}{m_n}\right)^2 \cdot \cos\alpha_{wn}}$

Introducând și efectul concentratorului de tensiune de la piciorul dintelui prin factorul Y_{Sa}, precum și efectul înclinării danturii prin factorul Y_β, relația de calcul a tensiunii de încovoiere ia formele:

$$\sigma_F = \frac{Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot F_t \cdot K_F}{b \cdot m_n} = \frac{Y \cdot T_{1F} \cdot K_F \cdot 2}{d^2_{w1} \cdot \psi_d \cdot m_n} = \frac{Y \cdot 19{,}1 \cdot 10^6 \cdot P_{1F} \cdot K_F}{d^2_{w1} \cdot \psi_d \cdot m_n \cdot n_1} =$$

$$= \frac{Y \cdot 9{,}55 \cdot 10^6 \cdot P_{1F} \cdot K_F \cdot (i_{12} \pm 1)}{a^2_w \cdot \psi_a \cdot m_n \cdot n_1} = \frac{Y \cdot 4 \cdot 9{,}55 \cdot 10^6 \cdot P_{1F} \cdot K_F \cdot \cos^2\beta}{m^3_n \cdot \psi_a \cdot n_1 \cdot z^2_1 \cdot (i_{12} \pm 1)} \le \sigma_{FP} \qquad (3.2.4.3)$$

S-a folosit notația:

$Y = Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon$ = factorul de formă global

$$a = \frac{m_n \cdot z_1 \cdot (i_{12} \pm 1)}{2 \cdot \cos\beta} \cong a_w$$

Relația de dimensionare pentru modul:

$$m_n \ge \sqrt[3]{\frac{38{,}2 \cdot 10^6 \cdot P_{1F} \cdot K_F \cdot Y_{max} \cdot \cos^2\beta}{z^2_1 \cdot (i_{12} \pm 1) \cdot n_1 \cdot \psi_a \cdot \sigma_{FPmin}}} \qquad (3.2.4.4)$$

Scanned with OKEN Scanner

3.3 DIMENSIONAREA ŞI VERIFICAREA (ALGORITMI DE CALCUL) ANGRENAJELOR PARALELE CILINDRICE EVOLVENTICE EXTERIOARE, INTERIOARE SAU CU CREMALIERĂ CU DANTURĂ ÎNCLINATĂ

A. Date iniţiale din tema de proiectare.

Nr. poz.	Denumirea elementului	Simbol	U.M.	Relaţia de calcul sau indicaţia de adoptare	Obs. Exemplu
0	1	2	3	4	5
1	Puterea nominală la roata conducătoare (1)	P_1	kW		
2	Turaţia roţii 1	n_1	rot/min		
3	Raportul de transmitere	i_{12}	–		
4	Condiţii de funcţionare	–	–	Motor, maşina de lucru etc.	
5	Momentul se aplică într-un sens sau în ambele	–	–	Cazul de solicitare la încovoiere II sau III	
6	Sarcina maximă (de vârf)	P_{1max}	kW		
7	Durabilitatea prescrisă	L_h	ore		

B. Date iniţiale adoptate sau calculate

Nr. poz.	Denumirea elementului	Simbol	U.M.	Relaţia de calcul sau indicaţia de adoptare	Obs. Exemplu
0	1	2	3	4	5
1	Unghiul de înclinare de divizare	β	grade	între 6° ... 35°	
2	Momentul de torsiune la roata 1	T_1	N · mm	$T_1 = 9550000 \cdot P_1/n_1$	
3	Diametrul de rostogolire al roţii 1 aproximat	d'_{w1}	mm	$d'_{w1} = 2 \cdot \sqrt[3]{T_1 \cdot \cos\beta}$ ... $\sqrt[3]{T_1 \cdot \cos\beta}$	
4	Viteza periferică la roata 1, aproximată	v'_1	m/s	$v'_1 = d'_{w1} \cdot n_1 / 19100$	
5	Treapta de precizie cinematică	TPC	–	cf. STAS 12192-84 şi STAS 6273-81 sau ANEXA 1	
6	Treapta de precizie după criteriul funcţionării line	TPL	–	cf. STAS 12192-84 şi STAS 6273-81 sau ANEXA 1	
7	Treapta de precizie după criteriul contactului dintre dinţi	TPK	–	cf. STAS 12192-84 şi STAS 6273-81 sau ANEXA 1	
8	Tipul ajustajului	TAJ	–	cf. STAS 12192-84 şi STAS 6273-81 sau ANEXA 1	
9	Tipul toleranţei jocului dintre flancuri	TJF	–	cf. STAS 12192-84 şi STAS 6273-81 sau ANEXA 1	

Scanned with OKEN Scanner

0	1	2	3	4	5
10	Treapta de precizie pentru distanța dintre axe	TPA	–	cf. STAS 12192-84 și STAS 6273-81 sau ANEXA 1	
11	Rugozitatea flancurilor dinților	R_a	µm	$R_z = 4,5 \cdot R_a^{0,97}$ cf. STAS 12192-84	
12	Rugozitatea zonelor de racordare la piciorul dinților	R_{af}	µm	$R_z = 4,5 \cdot R_a^{0,97}$ cf. STAS 12192-84	
13	Vâscozitatea cinematică a lubrifiantului	v_{50}	mm^2/s		

1. Stabilirea materialelor, tratamentelor și a tensiunilor admisibile (prel.)

Nr. poz.	Denumirea elementului	Simbol	U.M.	Relația de calcul sau indicația de adoptare	Obs. Exemplu
0	1	2	3	4	5
1.1	Materialul roților dințate 1 și 2	–	–	Tabel 6.3 STAS 12268-84 sau ANEXA 2	
1.2	Tratamente termice sau termochimice	–	–	Tabel 6.3 STAS 12268-84 sau ANEXA 2	
1.3	Duritatea flancurilor dinților	D_f	MPa	Tabel 6.3 STAS 12268-84 sau ANEXA 2	
1.4	Duritatea miezului	D_m	MPa	Tabel 6.3 STAS 12268-84 sau ANEXA 2	
1.5	Rezistența la oboseală de contact de bază	σ_{Hlimb}	MPa	Tabel 6.4 STAS 12268-84 sau ANEXA 5	
1.6	Rezistența la oboseală de încovoiere de bază	σ_{Flimb}	MPa	Tabelele 7.1; 7.2; 7.3; 7.4 STAS 12268-84 sau ANEXA 6.1 ... 6.4	
1.7	Factorul de material global preliminar	Z'_σ	MPa	Se adoptă egal cu 1	
1.8	Factorul de siguranță admis la contact	S_{HP} S_{HPst}	–	Tabel 6.1 STAS 12268-84 sau ANEXA 7	
1.9	Tensiunea admisibilă la solicitarea de oboseală de contact (preliminară)	σ'_{HP}	MPa	$\sigma'_{HP} = Z'_\sigma \cdot \sigma_{Hlimb}/S_{HP}$	
1.10	Factorul de material global preliminar (încov.)	Y'_σ	–	Se adoptă egal cu 1	
1.11	Factorul de siguranță admis la încovoiere	S_{FP} S_{FPst}	–	Tabel 6.1 STAS 12268-84 sau ANEXA 7	

Scanned with OKEN Scanner

0	1	2	3	4	5
1.12	Tensiunea admisibilă la solicitarea de oboseală de încovoiere (prelim.)	σ'_{FP}	MPa	$\sigma'_{FP} = Y'_\sigma \cdot \sigma_{Flimb}/S_{FP}$	
1.13	Factorul duratei de funcționare la suprasarcini de contact	Z_{Nst}		Tabel 1.1 STAS 12268-84 sau ANEXA 3	
1.14	Factorul duratei de funcționare la suprasarcini de încovoiere	Y_{Nst}		Tabel 1.1 STAS 12268-84 sau ANEXA 4	
1.15	Tensiunea admisibilă la suprasarcini de contact	σ_{HPst}		$\sigma_{HPst} = \sigma_{Hlimb} \cdot Z_{Nst}/S_{HPst}$	
1.16	Tensiunea admisibilă la suprasarcini de încovoiere (prelim.)	σ'_{FPst}		$\sigma'_{FPst} = \sigma_{Flimb} 1,2 \cdot Y_{Nst}/S_{FPst}$	
1.17*	Verificarea condiției de calcul la oboseala de contact	–	–	$(P_1/P_{1max}) \geq (\sigma'_{HP}/\sigma_{HPst})^2$	
1.18*	Verificarea condiției de calcul la oboseala de încovoiere	–	–	$(P_1/P_{1max}) \geq (\sigma'_{FP}/\sigma'_{FPst})$	
1.19	Numărul de cicluri de solicitări la contact de bază	N_{HB}	–	Tabel 1.1 STAS 12268-84 sau ANEXA 3	
1.20	Numărul de cicluri de solicitări la încovoiere de bază	N_{FB}	–	Tabel 1.1 STAS 12268-84 sau ANEXA 4	
1.21	Numărul de cicluri de solicitări prescris	N_E	–	$N_E = 60 \cdot n_1 \cdot L_h$	
1.22**	Verificarea condiției de calcul la durabilitate nelimitată	–	–	$N_E \geq N_{HB}$ ($DA \rightarrow Z_N = 1$) $N_E \geq N_{FB}$ ($DA \rightarrow Y_N = 1$)	

OBSERVAȚII: *dacă relațiile 1.17 și 1.18 nu sunt îndeplinite, dimensionarea sau verificarea va trebui făcută și în raport cu suprasarcinile (calculul la solicitări statice maxime), rel.2 st. și 3 st.

**dacă relațiile 1.22 nu sunt îndeplinite, se va calcula la durabilitate limitată, sau specificându-se acest lucru, se poate face calculul la durabilitate nelimitată. (rel. 6.24)

Scanned with OKEN Scanner

2. Predimensionarea din condiția de rezistență la solicitarea de oboseala de contact

Nr. poz.	Denumirea elementului	Simbol	U.M.	Relația de calcul sau indicația de adoptare	Obs. Exemplu
0	1	2	3	4	5
2.1	Factorul de utilizare motor	K_{Am}	–	Tabel 2.1 STAS 12268-84 sau ANEXA 8	
2.2	Factorul de utilizare mașina de lucru	K_{Al}	–	Tabel 2.2 STAS 12268-84 sau ANEXA 8	
2.3	Factorul dinamic preliminar	K'_v	–	Fig. 3.5 STAS 12268-84 sau ANEXA 9 (încl.)	
2.4	Factorul diametral al lățimii danturii, preliminar	Ψ'_d	–	Tabel 8.1 STAS 12268-84 sau ANEXA 10	$\psi'_d \geq \frac{0,35}{\sin\beta}$
2.5	Factorul repartiției sarcinii pe lățimea danturii, preliminar	$K'_{H\beta}$	–	cf. obs. Tabel 8.1 STAS 12268-84 sau ANEXA 11	
2.6	Factorul repartiției sarcinii între dinți, la contact, preliminar	$K'_{H\alpha}$	–	Tabel 5 STAS 12268-84 sau ANEXA 12	
2.7	Factorul global al sarcinii, preliminar	K'_H K'_F	–	$K'_H = K'_F = K_{Am} \cdot K_{Al} K'_v \cdot K'_{H\beta} \cdot K'_{H\alpha}$	
2.8	Factorul de material	Z_E	$(MPa)^{1/2}$	Tabel 6.2 STAS 12268-84 sau ANEXA 13.1	
2.9	Factorul lungimii de contact, preliminar	Z'_ε	–	Tabel 6 poz.3 STAS 12268-84 sau ANEXA 13.2	
2.10	Factorul de formă a flancurilor, preliminar	Z'_H	–	Tabel 6 poz.1 STAS 12268-84 sau ANEXA 13.3	
2.11	Factorul înclinării danturii	Z_β	–	$Z_\beta = (\cos\beta)^{1/2}$ (tabel 6 poz.4 STAS 12268-84)	
2.12	Factorul global al zonei de contact, preliminar	Z'	$(MPa)^{1/2}$	$Z' = Z_E \cdot Z'_\varepsilon \cdot Z'_H \cdot Z_\beta$	
2.13*	Diametrul de rostogolire necesar al roții 1	d''_{w1}	mm	$d''_{w1} \geq \sqrt[3]{\left(\frac{Z'}{\sigma'_{HP}}\right)^2 \cdot \frac{19100000 \cdot P_1 \cdot K'_H}{n_1 \cdot \psi'_d} \cdot \left[\frac{i_{12} \pm 1}{i_{12}}\right]}$	
(2.14**)	Distanța dintre axe necesară	a'_w	mm	$a'_w = d''_{w1} \cdot (i_{12} \pm 1)/2$	
(2.15)	Distanța dintre axe adoptată	a_w	mm	$a_w \geq a'_w$ cf. STAS 6055-82 sau ANEXA 14	

OBSERVAȚII:* în general, relația 2.13 poate servi la predimensionarea angrenajelor din condiția de rezistență la solicitarea de oboseală de contact; pentru cele exterioare, în ultima paranteză luându-se semnul +; pentru cele interioare semnul –; iar pentru cele cu cremalieră, întreaga paranteză având valoarea1.

** Relațiile 2.14 și 2.15 nu se utilizează în cazul angrenajelor cu cremalieră.

Dacă suprasarcinile de contact au valori mari și relația 1.17 nu este satisfăcută, trebuie făcute calculele cf. tabel 2. st.

Scanned with OKEN Scanner

3. Predimensionarea din condiția de rezistență la solicitarea de oboseală prin încovoiere (Se presupune factorul $K'_F = K'_H$ din 2.7)

Nr. poz.	Denumirea elementului	Simbol	U.M.	Relația de calcul sau indicația de adoptare	Obs. Exemplu
0	1	2	3	4	5
3.1	Factorul de formă a dinților (preliminar)	Y'_{Fa}	–	Fig.7.6 STAS 12268-84 sau ANEXA 15	$Y'_{Fa} \approx 2,7$
3.2	Factorul concentratorului de tensiune la piciorul dintelui (preliminar)	Y'_{Sa}	–	Fig.7.11 STAS 12268-84 sau ANEXA 16	$Y'_{Sa} = 1,6$
3.3	Factorul gradului de acoperire (preliminar)	Y'_ε		$Y'_\varepsilon = 0,25 + 0,75/\varepsilon'_{\alpha n}$	$\varepsilon'_{\alpha n} \approx 1,4$ $Y'_\varepsilon \cong 0,785$
3.4	Factorul înclinării dinților (preliminar)	Y'_β		$Y'_\beta = 1 - \varepsilon'_\beta \cdot \beta°/120° \geq 0,75$ $\varepsilon'_\beta \cong 6 \cdot \psi'_d \cdot \sin\beta$ (STAS 12268-84 tabel 7 poz.4)	
3.5	Factorul de formă global (preliminar)	Y'	–	$Y' = Y'_{Fa} \cdot Y'_{Sa} \cdot Y'_\varepsilon \cdot Y'_\beta$	
3.6	Modulul normal minim necesar din condiția de rezistență la încovoiere de oboseală, preliminar	m'_n	mm	$m'_n = \dfrac{19100000 \cdot P_1 \cdot K'_F \cdot Y'}{d''^{\,2}_{w1} \cdot n_1 \cdot \psi_d \cdot \sigma'_{FP}}$	

OBSERVAȚII: Dacă nu este îndeplinită condiția de calcul la oboseala de încovoiere (tabelul 1 poz. 18), modulul trebuie recalculat din condiția de rezistență la suprasarcini de încovoiere, conform tabelului 3. st.

2. st. Predimensionarea din condiția de rezistență la solicitările prin suprasarcini de contact (este necesar numai dacă nu este îndeplinită condiția din Tabelul 1 poz. 17)

Nr poz	Denumirea elementului	Simbol	U.M	Relația de calcul sau indicația de adoptare
0	1	2	3	4
2.st	Diametrul de rostogolire al roții 1 (preliminar)	d'''_{w1}	mm	$d'''_{w1} = d''_{w1} \sqrt[3]{\left(\dfrac{\sigma'_{HP}}{\sigma_{HPst}}\right)^2 \cdot \dfrac{P_{1max}}{P_1}}$

3. st. Predimensionarea din condiția de rezistență la suprasarcini de încovoiere (este necesară numai dacă nu este îndeplinită condiția din Tabelul 1 poz. 18)

Nr poz	Denumirea elementului	Simbol	U.M	Relația de calcul sau indicația de adoptare
0	1	2	3	4
3.st	Modulul normal minim necesar din condiția de rezistență la suprasarcini de încovoiere (preliminar)	m''_n	mm	$m''_n = m'_n \cdot \dfrac{P_{1max}}{P_1} \cdot \dfrac{\sigma'_{FP}}{\sigma_{FPst}}$

Scanned with OKEN Scanner

4. Studiul geometric al angrenajului şi alegerea variantei optime pentru angrenajele paralele cilindrice evolventice exterioare/interioare, cu dantura înclinată.

Nr. poz	Denumirea elementului	Simbol	U.M.	Relaţia de calcul sau indicaţia de adoptare	Obs. Exemplu
0	1	2	3	4	5
4.1	Modulul normal pentru $z_1 = 20$	m_{n20}	mm	$m_{n20} = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos\beta}{20 \cdot (i_{12}+1)}$ sau $m_{n20} = (d^*_{w1}/20) \cdot \cos\beta$	$d^*_{w1} = \max(d''_{w1}, d'''_{w1})$
4.2	Modulii normali STAS adoptabili	m_n	mm	cf. STAS 822-82 sau ANEXA 14	$m_n \geq \geq \max(m'_n, m''_n)$
4.3	Numărul de dinţi ai roţii dinţate 1	z_1	–	$z_1 = Int.\left[\frac{2 \cdot a_w \cdot \cos\beta}{m_n \cdot (i_{12} \pm 1)}\right]$	
4.4	Numărul de dinţi ai roţii dinţate 2	z_2	–	$z_2 = Int.\ (i_{12} \cdot z_1) \pm 1$	
4.5	Eroarea raportului de transmitere	Δi_{12}	–	$\Delta i_{12} = \left\lvert\frac{z_2/z_1 - i_{12}}{i_{12}}\right\rvert \cdot 100 \leq 3$	
4.6	Distanţa dintre axe de referinţă	a	mm	$a = (z_2 \pm z_1) \cdot m_n/2/\cos\beta$	
4.7	Coeficientul normal de modificare a distanţei dintre axe	y_n	–	$y_n = (a_w - a)/m_n \geq 0$	$0 \leq y_n \leq 1$
4.8	Coeficientul deplasărilor de profil suma sau diferenţă, normal (aproximativ)	$x'_{ns,d}$	–	$x'_{ns,d} = 1{,}08 \cdot y_n$	
4.9	Lăţimea necesară a danturii	$b_{nec.}$	mm	$b_{nec.} = \Psi'_d \cdot d^*_{w1}$	
4.10	Lăţimea danturii	b	mm	$b \geq b_{nec.}$	
4.11	Factorul diametral al lăţimii danturii	Ψ_d	–	$\Psi_d = (b/z_1/m_n)\cos\beta$	
4.12	Varianta optimă				

OBSERVAŢII: numerele de dinţi ai roţilor se aleg, cf. STAS 12268-84, Tabelul 8 pct. 7, astfel încât să nu aibă divizori comuni, şi;
$z_1 = 12 \ldots 17(21)$ dinţi la danturile cementat-călite
$z_1 = 25 \ldots 35$ la danturile normalizate sau îmbunătăţite
$z_1 = 15 \ldots 23(25)$ la danturile durificate CIF sau nitrurate.
Se preferă modulii aleşi din şirul I (preferenţiali) şi deplasările de profil pozitive, cu valori între 0,5 şi 1.

Scanned with OKEN Scanner

5. Calculul elementelor geometrice principale ale angrenajului selectat.

(Semnul de sus pentru angrenaje exterioare, cel de jos pentru interioare)

Danturi înclinate

Nr poz	Denumirea elementului	Simbol	U.M.	Relaţia de calcul sau indicaţia de adoptare	Obs. Exemplu
0	1	2	3	4	5
5.1	Unghiul de presiune de referinţă, normal	α_n	grade	$\alpha_n = 20°$ STAS 821-82	
5.2	Coeficientul capului de referinţă, normal	h^*_{an}	–	$h^*_{an} = 1,0$ STAS 821-82	
5.3	Coeficientul jocului de referinţă la capul dintelui, normal	c^*_n		$c^*_n = 0,25$ STAS 821-82	
5.4	Unghiul de presiune de referinţă frontal	α_t	grade	$\alpha_t = arctg\left(\frac{tg\alpha_n}{\cos\beta}\right)$	$\alpha_t = \alpha^o_t \cdot \frac{\pi}{180^o}$
5.5	Unghiul de angrenare frontal	α_{tw}	grade	$\alpha_{tw} = \arccos\left(\frac{a}{a_w}\cdot\cos\alpha_t\right)$	$\alpha_{tw} = \alpha^o_{tw} \cdot \frac{\pi}{180^o}$
5.6	Involuta unghiului α_t	$inv\alpha_t$	–	$inv\alpha_t = tg\alpha_t - \alpha_t$	α_t în radiani
5.7	Involuta unghiului α_{tw}	$inv\alpha_{tw}$	–	$inv\alpha_{tw} = tg\alpha_{tw} - \alpha_{tw}$	α_{tw} în radiani
5.8	Coeficientul normal al deplasărilor de profil însumate (diferenţă)	x_{ns} (x_{nd})	–	$x_{ns} = \frac{z_2 \pm z_1}{2tg\alpha_n}(inv\alpha_{tw} - inv\alpha_t)$ (x_{nd})	
5.9	Coeficientul frontal al deplasărilor de profil	x_{ts} (x_{td})	–	$x_{ts} = x_{ns} \cdot \cos\beta$ $x_{td} = x_{nd} \cdot \cos\beta$	
5.10	Coeficienţii normali ai deplasărilor de profil la pinion şi la roată	x_{n1} x_{n2}	–	Fig. 8.1 STAS 12268-84sau ANEXA 17 $x_{n1} + x_{n2} = x_{ns}$ $x_{n2} - x_{n1} = x_{nd}$	
5.11	Modulul frontal	m_t	mm	$m_t = m_n/\cos\beta$	
5.12	Diametrele de divizare ale pinionului şi roţii	d_1 d_2	mm	$d_1 = z_1 \cdot m_t$ $d_2 = z_2 \cdot m_t$	
5.13	Diametrul de rostogolire	d_{w1} d_{w2}	mm	$d_{w1,2} = \frac{2a_w \cdot z_{1,2}}{z_2 \pm z_1}$	
5.14	Diametrul de picior al pinionului şi al roţii	d_{f1} d_{f2}	mm	$d_{f1,2} = d_{1,2} \mp 2m_n(h^*_{an} + c^*_n \mp x_{n12})$	
5.15	Diametrul de cap de referinţă al pinionului şi al roţii	d_{a1} d_{a2}	mm	$d_{a1,2} = d_{1,2} \pm 2m_n(h^*_{an} \pm x_{n1,2})$	

Scanned with OKEN Scanner

0	1	2	3	4	5
5.16	Coeficientul normal de micşorare a jocului de referinţă la cap	Δy_n	–	$\Delta y_n = x_{ns} - y_n$	
5.17	Diametrul de cap scurtat la pinion şi la roată	d_{asc1} d_{asc2}	mm	$d_{asc1,2} = d_{a1,2} \mp 2\Delta y_n \cdot m_n$	pentru menţinerea jocului la capul dinţilor standardizat
5.18	Diametrul de bază la pinion şi la roată	d_{b1} d_{b2}	mm	$d_{b1,2} = d_{1,2} \cos\alpha_t$	
5.19*	Gradul de acoperire frontal (al profilului)	ε_α	–	$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} \pm \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \mp 2a_w \sin\alpha_{tw}}{2\pi m_t \cos\alpha_t} \geq 1$	
5.20	Gradul de acoperire axial	ε_β	–	$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \sin\beta}{\pi \cdot m_n} \geq 1$	
5.21	Gradul de acoperire total	ε_γ	–	$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$	
5.22	Jocul de referinţă la capul dintelui	c	mm	$c = c^*_n \cdot m_n$	
5.23	Jocul la capul dinţilor pinionului	c_1	mm	$c_1 = a_w - 0{,}5(d_{f2} + d_{asc1})$ pentru danturi exterioare (se recomandă $c_1 = c = c_2$) $c_{1i} = 0{,}5(d_{f2} - d_{a1}) - a_w$ pentru danturi interioare	
5.24	Jocul la capul dinţilor roţii	c_2	mm	$c_2 = a_w - 0{,}5(d_{f1} + d_{asc2})$ pentru danturi exterioare $c_{2i} = 0{,}5(d_{a2} - d_{f1}) - a_w$ pentru danturi interioare	
5.25	Viteza periferică a roţilor	v_1 v_2	m/s	$v_1 = \pi d_{w1} \cdot n_1/60000$ $v_2 = \pi d_{w2} \cdot n_2/60000$	$(v_1 \cong v_2)$
5.26	Unghiul de înclinare pe cilindrul de bază	β_b	grade	$\beta_b = arc\ tg(tg\beta \cdot \cos\alpha_t)$	
5.27	Numerele de dinţi ai roţilor echivalente	$z_{n1,2}$	–	$z_{n1,2} = z_{1,2}/(\cos^2\beta_b \cdot \cos\beta)$	
5.28	Gradul de acoperire frontal al angrenajului echivalent	$\varepsilon_{\alpha n}$	–	$\varepsilon_{\alpha n} \approx \frac{\varepsilon_\alpha}{\cos^3\beta_b}$	

OBSERVAŢIE:* se calculează cu diametrele de cap efective, deci, dacă s-a aplicat scurtarea dinţilor, cu d_{asc1} şi d_{asc2}

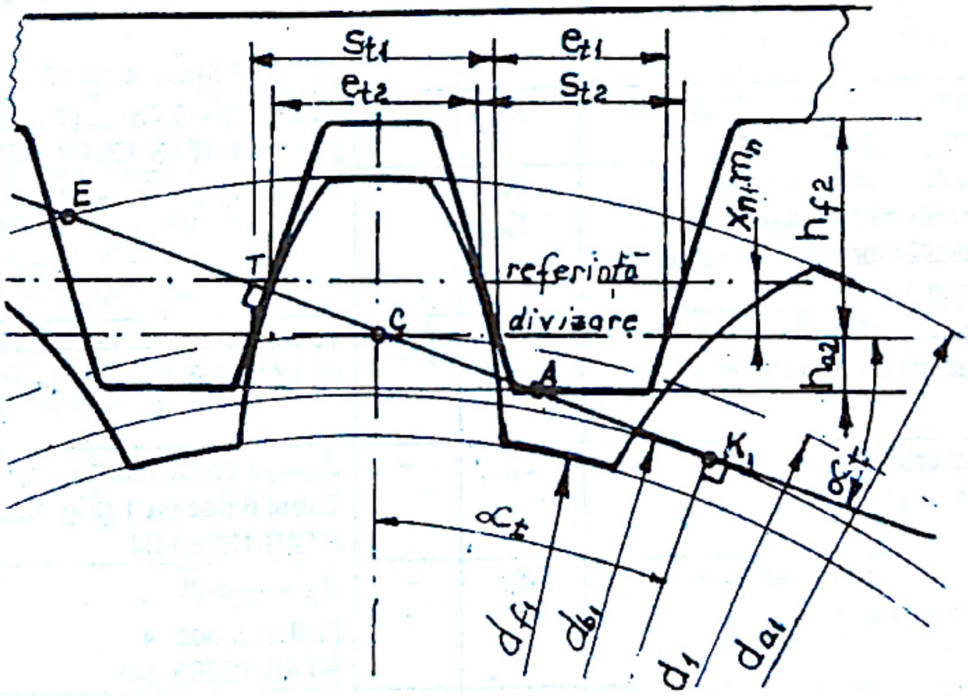
Scanned with OKEN Scanner

5.cr. Elementele geometrice și cinematice ale angrenajelor cu cremalieră cu dinți înclinați

Nr poz	Denumirea elementului	Simbol	U.M	Relația de calcul sau indicația de adoptare	Obs. Exemplu
0	1	2	3	4	5
5.1	Modulul normal	m_n	mm	Din STAS 822-82 sau ANEXA 14	
5.2	Numărul de dinți ai pinionului	z_1	–	număr întreg	
5.3	Unghiul de înclinare de divizare	β	grade		
5.4	Coeficientul deplasării de profil la pinion (în plan normal)	x_{n1}	–	Se recomandă: $0 \le x_{n1} \le 0,6$	
5.5	Modulul frontal	m_t	mm	$m_t = m_n/\cos\beta$	
5.6	Coeficientul normal al capului de referință	h^*_{an}	–	$h^*_{an} = 1,00$ (STAS 821-82)	
5.7	Coeficientul normal al jocului la capul dintelui	c^*_n	–	$c^*_n = 0,25$ (STAS 821-82)	
5.8	Unghiul de referință normal	α_n	grade	$\alpha_n = 20°$ (STAS 821-82)	
5.9	Unghiul de referință frontal	α_t	grade	$\alpha_t = \text{arc tg}(\text{tg}\alpha_n/\cos\beta)$	
5.10	Diametrul de divizare al pinionului	d_1	mm	$d_1 = m_t \cdot z_1$	
5.11	Înălțimea capului dintelui cremalierei față de linia de divizare	h_{a2}	mm	$h_{a2} = m_n \cdot (h^*_{an} - x_{n1})$	
5.12	Înălțimea piciorului dintelui cremalierei față de linia de divizare	h_{f2}	mm	$h_{f2} = m_n \cdot (h^*_{an} + c^*_n + x_{n1})$	
5.13	Înălțimea dinților	h	mm	$h = m_n \cdot (2 \cdot h^*_{an} + c^*_n)$	
5.14	Jocul la capul dinților	c	mm	$c = m_n \cdot c^*_n$	
5.15	Diametrul de cap al pinionului	d_{a1}	mm	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n \cdot (h^*_{an} + x_{n1})$	
5.16	Diametrul de picior al pinionului	d_{f1}	mm	$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m_n \cdot (h^*_{an} + c^*_n - x_{n1})$	
5.17	Diametrul de bază al pinionului	d_{b1}	mm	$d_{b1} = d_1 \cdot \cos\alpha_t$	
5.18	Înălțimea capului dintelui pinionului	h_{a1}	mm	$h_{a1} = m_n \cdot (h^*_{an} + x_{n1})$	
5.19	Înălțimea piciorului dintelui pinionului	h_{f1}	mm	$h_{f1} = m_n \cdot (h^*_{an} + c^*_n - x_{n1})$	
5.20	Arcul de divizare al dintelui pinionului (frontal)	s_{t1}	mm	$s_{t1} = 0,5 \cdot m_t \cdot \pi + 2 \cdot m_n \cdot x_{1n} \cdot \text{tg}\,\alpha_t$	
5.21	Arcul de divizare al golului dintre dinții pinionului	e_{t1}	mm	$e_{t1} = 0,5 \cdot m_t \cdot \pi - 2 \cdot m_n \cdot x_{1n}\,\text{tg}\,\alpha_t$	
5.22	Gradul de acoperire frontal al profilului	ε_α	$\varepsilon_\alpha = \dfrac{\sqrt{d^2_{a1} - d^2_{b1}} - d_1 \cdot \sin\alpha_t + \dfrac{2m_n(h^*_{an} - x_{1n})}{\sin\alpha_t}}{2 \cdot \pi \cdot m_t \cdot \cos\alpha_t}$		
5.23	Gradul de acoperire axial	ε_β	–	$\varepsilon_\beta = \dfrac{b \cdot \sin\beta}{\pi \cdot m_n}$)1	

Scanned with OKEN Scanner

0	1	2	3	4	5
5.24	Gradul de acoperire total	ε_γ	–	$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$	
5.25	Turația pinionului	n_1	rot/min	dată prin temă	
5.26	Viteza cremalierei	v	m/s	$v = \pi \cdot d_1 \cdot n_1/60000$	
5.27	Unghiul de rotire al pinionului	θ_1	grade	dat prin temă (poate lipsi)	
5.28	Numărul de dinți ai cremalierei (pentru θ°_1)	z_2	–	$z_2 = z_1 \cdot \theta^\circ_1/360^\circ$	
5.29	Deplasarea cremalierei (pentru θ°_1)	l_2	mm	$l_2 = \pi \cdot m_1 \cdot z_2 = \pi \cdot d_1 \cdot \theta^\circ_1/360^\circ$	
5.30	Coeficientul deplasării de profil minim necesare pentru evitarea interferenței	x_{t1min}	–	$x_{t1min} = h^*_{an} \cdot \cos\beta - \frac{1}{2} \cdot z_1 \cdot \sin^2\alpha_t$	



Scanned with OKEN Scanner

6. Verificarea la condiţiile de rezistenţă, a angrenajului selectat

Nr. crt.	Denumirea elementului	Simbol	U.M.	Relaţia de calcul sau indicaţia de adoptare	Obs. Exemplu
0	1	2	3	4	5
6.1	Factorul de formă a dinţilor la roata 1 (pinion) şi la roata 2	Y_{Fa1} Y_{Fa2}	–	Fig. 7.6 sau ANEXA 1 poz.1 STAS 12268-84 sau ANEXA 15	pentru numerele de dinţi ale roţilor echivalente, z_{n1}, z_{n2}
6.2	Factorul de influenţă a concentratorilor de tensiune la piciorul dinţilor roţilor 1 şi 2	Y_{Sa1} Y_{Sa2}	–	Fig. 7.11 sau ANEXA 1 poz. 2 STAS sau ANEXA 16 pentru z_{n1}, z_{n2}	
6.3	Factorul de influenţă a înclinării dinţilor	Y_β	–	$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta^\circ}{120^\circ} \geq Y_{\beta min} = 1\text{-}0{,}25\,\varepsilon_\beta \geq 0{,}75$ (Tabelul 7 poz. 4 STAS 12268-84	
6.4	Factorul de influenţă a gradului de acoperire	Y_ε	–	$Y_\varepsilon = 0{,}25 + 0{,}75/\varepsilon_{\alpha n}$ (Tabelul 7 poziţia 3 STAS 12268-84)	
6.5	Factorul de influenţă global a formei dinţilor asupra solicitărilor de încovoiere la roata 1 şi 2	Y_1 Y_2	–	$Y_{1,2} = Y_{Fa1,2} \cdot Y_{Sa1,2} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon$	
6.6	Factorul de influenţă a elasticităţii materialelor	Z_E	$\sqrt{\frac{N}{mm^2}}$	Tabel 6.2 STAS 12268-84 sau ANEXA 13	
6.7	Factorul de influenţă a formei flancurilor dinţilor	Z_H	–	$Z_H = [2\cos\beta_b/(\cos^2\alpha_t \cdot tg\alpha_{wt})]^{1/2}$ Tabel 6 poziţia 1 (Fig. 6.2) STAS 12268-84	
6.8	Factorul de influenţă a înclinării danturii	Z_β	–	$Z_\beta = \sqrt{\cos\beta}$ (Tabel 6 poz. 4 STAS 12268-84)	
6.9	Factorul de influenţă a lungimii minime de contact	Z_ε	–	$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}(1-\varepsilon_\beta)+\frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}}$ dacă $\varepsilon_\beta < 1$ şi $Z_\varepsilon = (1/\varepsilon_\alpha)^{1/2}$ dacă $\varepsilon_\beta \geq 1$ (STAS 12268-84, tabel 6 poz. 3)	
6.10	Factorul global Z	Z	$\sqrt{\frac{N}{mm^2}}$	$Z = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\beta \cdot Z_\varepsilon$	
6.11	Factorul de utilizare	K_A	–	Tabel 2.1 STAS 12268-84 sau ANEXA 8	

Scanned with OKEN Scanner

0	1	2	3	4	5
6.12	Factorul dinamic	K_V	–	Tabel 3 STAS 12268-84 sau ANEXA 9 (încl.)	
6.13	Factorul repartiției sarcinii între dinți la solicitarea de contact	$K_{H\alpha}$	–	Tabel 5 STAS 12268-84 $1 < K_{H\alpha} \leq \varepsilon_\gamma/(\varepsilon_\alpha Z^2_\varepsilon)$ sau ANEXA 12	
6.14	Factorul repartiției sarcinii între dinți la solicitarea de încovoiere	$K_{F\alpha}$	–	Tabel 5 STAS 12268-84 $1 < K_{F\alpha} \leq \varepsilon_\gamma/(\varepsilon_\alpha \cdot Y_\varepsilon)$ sau ANEXA 12	
6.15	Factorul repartiției sarcinii pe lățimea danturii la solicitări de contact	$K_{H\beta}$	–	Figura 4.6 STAS 12268-84 sau ANEXA 11	
6.16	Factorul repartiției sarcinii pe lățimea danturii la solicitări de încovoiere	$K_{F\beta}$	–	Figura 4.6 STAS 12268-84 sau ANEXA 11	
6.17	Factorul de influență global la solicitări de contact	K_H	–	$K_H = K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}$	
6.18	Factorul de influență global la solicitări de încovoiere	K_F	–	$K_F = K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}$	
6.19	Factorul de influență a vâscozității lubrifiantului	Z_L	–	Figura 6.6 STAS 12268-84 sau ANEXA 19	
6.20	Factorul de influență a rugozității flancurilor	Z_R	–	Figura 6.8 STAS 12268-84 sau ANEXA 19	
6.21	Factorul de influență a vitezei	Z_V	–	Figura 6.7 STAS 12268-84 sau ANEXA 19	
6.22	Factorul de influență a durității flancurilor	Z_W	–	Tabel 6 poziția 9 STAS 12268-84 sau ANEXA 19	
6.23	Factorul de influență a dimensiunilor	Z_X	–	Tabel 6 poziția 10 STAS 12268-84 sau ANEXA 19	
6.24*	Factorul de durabilitate	Z_N Y_N	–	$Z_N = Y_N = 1$ la durabilitate nelimitată $Z_N = m^*_H\sqrt{\frac{N_{HB}}{N_E}}$; $Y_N = m^*_F\sqrt{\frac{N_{FB}}{N_E}}$; dacă: $N_E \leq N_{HB}$ sau $N_E \leq N_{FB}$	
6.25	Factorul de influență global asupra rezistenței materialului la contact	Z_σ	–	$Z_\sigma = Z_N \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_X \cdot Z_R$	
6.26	Factorul de influență a sensibilității materialului asupra concentratorilor de tensiune de la piciorul dintelui	$Y_{\delta 1,2}$	–	Fig. 7.15 sau ANEXA 1 poz. 3 STAS 12268-84 sau ANEXA 20	
6.27	Factorul de influență a dimensiunilor dinților	$Y_{X1,2}$	–	Tabel 7.5 STAS 12268-84 sau ANEXA 20	

Scanned with OKEN Scanner

0	1	2	3	4	5
6.28	Factorul de influenţă a rugozităţii zonelor de racordare la baza dinţilor	$Y_{R1,2}$	–	Fig. 7.17 sau ANEXA 1 poz. 5 STAS 12268-84 sau ANEXA 20	
6.29	Factorul de influenţă global asupra rezistenţei materialelor la încovoiere	$Y_{\sigma 1,2}$	–	$Y_\sigma = Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_X$	
6.30**	Tensiunea nominală la solicitarea de contact (de oboseală) a flancurilor	σ_H	N/mm²	$\sigma_H = \frac{Z}{a_w}\sqrt{\frac{4{,}775\cdot 10^6 \cdot K_H \cdot P_n (i_{12}\pm 1)^3}{n_1 \cdot b \cdot i_{12}}}$ sau $\sigma_H = \frac{Z}{d_{w1}}\sqrt{\frac{19{,}1\cdot 10^6 \cdot P_1 \cdot K_H}{n_1 \cdot \psi_d \cdot d_{w1}}\left(\frac{i_{12}\pm 1}{i_{12}}\right)}$	
6.31	Tensiunea admisibilă la solicitarea de contact (de oboseală)	σ_{HP}	N/mm²	$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\lim b} \cdot Z_\sigma}{S_{HP}}$	
6.32	Verificarea la solicitarea de oboseala de contact	–	–	$\sigma_H <= \sigma_{HP}$	
6.33	Tensiunea nominală la solicitarea de încovoiere (la oboseală)	$\sigma_{F1,2}$	N/mm²	$F_{1,2} = \frac{9{,}55\cdot 10^6 \cdot K_F \cdot P_n (i_{12}\pm 1)\cdot Y_{1,2}}{a_w \cdot b \cdot m_n \cdot p_1}$ sau $\sigma_{F1,2} = \frac{19{,}1\cdot 10^6 \cdot P_1 \cdot K_F \cdot Y_{1,2}}{d^2_{w1} \cdot n_1 \cdot \psi_d \cdot m_n}$	
6.34	Tensiunea admisibilă la solicitarea de încovoiere (la oboseală)	σ_{FP}	N/mm²	$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F\lim b} \cdot Y_\sigma}{S_{FP}}$	
6.35	Verificarea la solicitarea de oboseală la încovoiere	–	–	$\sigma_{F1,2} <= \sigma_{FP}$	
6.36**	Tensiunea admisibilă la suprasarcini de contact	σ_{HPst}	MPa	$\sigma_{HPst} = \sigma_{H\lim b} \cdot \frac{Z_{Nst} \cdot Z_W}{S_{HPst}}$	
6.37	Tensiunea admisibilă la suprasarcini de încovoiere	σ_{FPst}	MPa	$\sigma_{FPst} = \sigma_{F\lim b} \cdot \frac{Y_{Nst} \cdot Y_{\delta st}}{S_{FPst}}$	$Y_{\delta st}$ din ANEXA 20.2
6.38	Tensiunea nominală la suprasarcini de contact	σ_{Hmax}	MPa	$\sigma_{H\max} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{P_{1\max}}{P_1}}$	
6.39	Tensiunea nominală la suprasarcini de încovoiere	σ_{Fmax}	MPa	$\sigma_{F\max} = \sigma_F \frac{P_{1\max}}{P_1}$	
6.40	Verificarea la solicitarea de suprasarcini de contact	–	MPa	$\sigma_{Hmax} \le \sigma_{HPst}$	
6.41	Verificarea la solicitarea de suprasarcini de	–	MPa	$\sigma_{Fmax} \le \sigma_{FPst}$	

OBSERVAŢII: * Z_N şi Y_N au valori diferite de unitate numai dacă se face calculul la durabilitate limitată.

Scanned with OKEN Scanner

Exponentul curbei de oboseală la contact: $m_H^* = \dfrac{lg\left(\dfrac{N_{HB}}{N_{Hst}}\right)}{lg\left(\dfrac{Z_{Nst}}{Z_L Z_V Z_R Z_X}\right)}$

Exponentul curbei de oboseală la încovoiere: $m_F^* = \dfrac{lg\left(\dfrac{N_{FB}}{N_{Fst}}\right)}{lg\left(\dfrac{Y_{Nst} \cdot Y_{\delta st}}{Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_X}\right)}$

** pentru cremalieră, paranteza ultimă din relația 6.30 are valoare unitară(1)

*** Parcurgerea punctelor 6.36 ... 6.41 este necesară numai în cazul în care predimensionarea s-a făcut la suprasarcini (solicitări statice) conform tab. 2st. și 3 st.

Scanned with OKEN Scanner

7. Calculul dimensiunilor de măsurare ale danturilor cilindrice exterioare (1) / interioare (2) înclinate în evolventă și stabilirea parametrilor de precizie ale acestora

7.1 Calculul lungimilor (cotelor) normale peste dinți respectiv peste goluri și stabilirea abaterilor admisibile ale acestora

Nr.	Denumirea elementului	Simbol	Formula de calcul sau/și indicația de adoptare	Mențiuni, respectiv standardele aferente
0	1	2	3	4
1	Unghiul de presiune frontal pe cilindrul de diametru $d + 2x_n m_n = d + 2x_t m_t$ (pentru măsurarea lungimii W_{nN}).	α_{tWN}	$\alpha_{tWN} = \arccos\left[\frac{z\cos\alpha_t}{z+2x_t}\right]$	Pe cilindrul menționat se preconizează plasarea punctelor de contact cu instrumentul de măsurare.
2	Involută de α_t	$inv\alpha_t$	$inv\alpha_t = tg\alpha_t - \alpha_t$	Unghiul α_t în radiani: $\alpha_t = \alpha^o_t \frac{\pi}{180^o}\ rad$
3	Numărul teoretic de dinți respectiv de goluri pentru măsurarea lungimii (cotei) peste dinți respectiv a lungimii (cotei) peste goluri	N'	$N' = \frac{z}{\pi}\left(\frac{tg\alpha_{tWN}}{\cos^2\beta_b} - \frac{2x_n tg\alpha_n}{z} - inv\alpha_t\right)$	Lungimea (cota) peste dinți se măsoară la danturi exterioare, iar lungimea (cota) peste goluri la danturi interioare. Formulele de calcul sunt identice.
4	Numărul real (adoptat) de dinți pentru măsurarea lungimii (cotei) peste dinți/goluri	N	$N = INTEGER\ (N' + 0,5)$	Valoarea întreagă a mărimii: $N' + 0,5$.
5	Lungimea (cota) frontală peste N dinți/goluri	W_{tN}	$W_{tN} = [\pi(N - 0,5) + 2x_t tg\alpha_t + z\ inv\alpha_t]\ m_t \cos\alpha_t$	$x_t tg\alpha_t = x_n tg\alpha_n$
6	Lungimea (cota) normală peste dinți/goluri	W_{nN}	$W_{nN} = [\pi(N - 0,5) + 2x_n tg\alpha_n + z\ inv\alpha_t]\ m_n \cos\alpha_n$ sau $W_{nN} = W_{tN}\cos\beta_b$	

Scanned with OKEN Scanner

0	1	2	3	4
7	Lățimea teoretică minimă a danturii care permite măsurarea lungimii (cotei) normale peste dinți/goluri	b_W	$b_W = W_{nN} \cos\beta_b$	
8	Verificarea măsurabilității dimensiunii W_{nN}		*Dimensiunea W_{nN} se poate măsura dacă:* $b \geq b_W + \Delta b$, *unde:* $\Delta b \approx 2 \ldots 5$ *mm*	Dacă $b < b_W + \Delta b$, se impune folosirea altei metode de măsurare.
9	Abaterea superioară a lungimii (cotei) peste dinți la pinion (1)	$-E_{Ws1}$	$-E_{Ws1} = -f(TAJ, TPL, d_1)$	Valorile funcției sunt definite în STAS 6273-81, tabelul 16.
10	Abaterea inferioară a lungimii (cotei) peste goluri la roată (2)	$+E_{Wi2}$	$+E_{Wi2} = f(TAJ, TPL, d_2)$	Valorile funcției sunt definite în STAS 6273-81, tabelul 16.
11 11/1 11/2	Bătaia radială a danturii: – la pinion (1) – la roată (2)	 F_{r1} F_{r2}	 $F_{r1} = f(TPC, m_n, d_1)$ $F_{r2} = f(TPC, m_n, d_2)$	Din STAS 6273-81 tab. 6
12 12/1 12/2	Toleranța lungimii (cotei) normale peste dinți/goluri: – la pinion (1) – la roată (2)	 T_{W1} T_{W2}	 $T_{W1} = f(TAJ, TJF, F_{r1})$ $T_{W2} = f(TAJ, TJF, F_{r2})$	Din STAS 6273-81 tab. 19
13	Abaterea inferioară a lungimii (cotei) normale peste dinți la pinion (1)	$-E_{Wi1}$	$-E_{Wi1} = -E_{Ws1} - T_{W1}$	
14	Abaterea superioară a lungimii (cotei) normale peste goluri la roată (2)	$+E_{Ws2}$	$+E_{Ws2} = +E_{Wi2} + T_{W2}$	
15	Lungimea (cota) normală peste N + 1 respectiv peste N – 1 dinți/goluri	$W_{n(N+1)}$ respectiv $W_{n(N-1)}$	$W_{n(N+1)} = W_{nN} + p_{bn}$ respectiv $W_{n(N-1)} = W_{nN} - p_{bn}$	$p_{bn} = \pi \cdot m_n \cdot \cos\alpha_n$
16	Lungimea (cota) frontală peste *N + 1*, respectiv *N – 1* dinți	$W_{t(N+1)}$ *respectiv* $W_{t(N-1)}$	$W_{t(N+1)} = W_{tN} + p_{bt}$ *respectiv* $W_{t(N-1)} = W_{tN} - p_{bt}$	$p_{bt} = \pi \cdot m_t \cdot \cos\alpha_t$

Scanned with OKEN Scanner

7.2 Calculul corzii constante normale, cu abaterile admisibile şi calculul înălţimii la coarda constantă normală

Nr.	Denumirea elementului	Simbol	Formula de calcul sau/şi indicaţia de adoptare	Menţiuni respectiv standardele aferente
0	1	2	3	4
1 1/1 1/2	Coarda constantă normală a dintelui – la pinion (1) – la roată (2)	 $\bar{s}_{cn1}$ $\bar{s}_{cn2}$	 $\bar{s}_{cn1} = (\cos^2 \alpha_n + x_{n1} \sin 2\alpha_n) m_n$ $\bar{s}_{cn2} = (\cos^2 \alpha_n - x_{n2} \sin 2\alpha_n) m_n$	De regulă, la danturi neflancate nu este necesară verificarea valabili-tăţii corzii calculate.
2 2/1 2/2	Înălţimea la coarda constantă a dintelui – la pinion (1) – la roată (2)	 $\bar{h}_{cn1}$ $\bar{h}_{cn2}$	 $\bar{h}_{cn1} = 0{,}5(d_{a1} - d_1 - \bar{s}_{cn1} \operatorname{tg} \alpha_n)$ $\bar{h}_{cn2} = 0{,}5(d_2 - d_{a2} - \bar{s}_{cn2} \operatorname{tg} \alpha_n)$	La măsurare este necesară corecţia impusă de valoarea efectivă a diametrului de cap.
3 3/1 3/2	Abaterea superioară a corzii constante normale – la pinion (1) – la roată (2)	 $-E_{cs1}$ $-E_{cs2}$	 $-E_{cs1} = -f(TAJ, TPL, d_1)$ $-E_{cs2} = -f(TAJ, TPL, d_2)$	 Din STAS 6273-81 tabelul 20 Din STAS 6273-81 tabelul 20
4 4/1 4/2	Toleranţa grosimii dintelui pe coarda constantă: – la pinion (1) – la roată (2)	 T_{c1} T_{c2}	 $T_{c1} = f(TAJ, TJF, F_{r1})$ $T_{c2} = f(TAJ, TJF, F_{r2})$	 Din STAS 6273-81 tabelul 21
5 5/1 5/2	Abaterea inferioară a corzii constante normale: – la pinion (1) – la roată (2)	 $-E_{ci1}$ $-E_{ci2}$	 $-E_{ci1} = -E_{cs1} - T_{c1}$ $-E_{ci2} = -E_{cs2} - T_{c2}$	

Scanned with OKEN Scanner

7.3 Calculul lungimii (cotei) peste bile (la pinion) respectiv între bile (la roata 2) și stabilirea abaterilor admisibile ale acestor lungimi

Nr.	Denumirea elementului	Simbol	Formula de calcul sau/și indicația de adoptare	Mențiuni respectiv standardele aferente
0	1	2	3	4
1	Diametrul preliminar al bilelor	d'_B	Se stabilește pe baza relației: $d'_B \approx 1{,}8\, m_n$	
2	Diametrul adoptat	d_B	Se adoptă $d_B \approx d'_B$ (de preferință $d_B \leq d'_B$) din setul de diametre d_B folosibile	După verificările ulterioare se poate ivi necesitatea de a se folosi bile de diametre diferite (d_{B1} și d_{B2}) la pinion și la roată.
3 3/1 3/2	Involuta unghiului de presiune frontal al centrelor bilelor la măsurarea lungimii (cotei) peste/între bile – la pinion (1) – la roată (2)	 $inv\alpha_{tB1}$ $inv\alpha_{tB2}$	 $inv\alpha_{tB1} = inv\alpha_t - \frac{\pi}{2z_1} + \frac{2x_{n1}tg\alpha_n}{z_1} + \frac{d_B}{z_1 m_n \cos\alpha_n}$ $inv\alpha_{tB2} = inv\alpha_t + \frac{\pi}{2z_2} + \frac{2x_{n2}tg\alpha_n}{z_2} - \frac{d_B}{z_2 m_n \cos\alpha_n}$	
4 4/1 4/2	Unghiul de presiune frontal al centrelor bilelor – la pinion (1) – la roată (2)	 α_{tB1} α_{tB2}	 $\alpha_{tB1} = arg\ (inv\alpha_{tB1})$ $\alpha_{tB2} = arg\ (inv\alpha_{tB2})$	Se stabilește pe bază de tabele sau (în calculul automat) pe bază de program de calcul.
5 5/1 5/2	Raza cercului pe care sunt situate centrele bilelor – la pinion (1) – la roată (2)	r_{B1} r_{B2}	$r_{B1} = \frac{d_{b1}}{2\cos\alpha_{tB1}} = \frac{z_1 m_t \cos\alpha_t}{2\cos\alpha_{tB1}}$ sau $r_{B1} = \frac{z_1 m_n \cos\alpha_t}{2\cos\beta\cos\alpha_{tB1}}$ $r_{B2} = \frac{d_{b2}}{2\cos\alpha_{tB2}} = \frac{z_2 m_t \cos\alpha_t}{2\cos\alpha_{tB2}}$ sau $r_{B2} = \frac{z_2 m_n \cos\alpha_t}{2\cos\beta\cos\alpha_{tB2}}$	

Scanned with OKEN Scanner

0	1	2	3	4
6/1	Lungimea (cota) peste bile (în plan frontal) la pinion (1)	M_{B1}	a) La roți cu z_1 număr par: $M_{B1} = 2r_{B1} + d_B$ b) La roți cu z_1 număr impar: $M_{B1} = 2r_{B1}\cos\frac{90^\circ}{z_1} + d_B$	Măsurarea trebuie efectuată cu bilele așezate pe un plan frontal (perpendicular pe axa roții).
6/2	Lungimea (cota) între bile (în plan frontal) la roată (2)	M_{B2}	a) La roți cu z_2 număr par: $M_{B2} = 2r_{B2} - d_B$ b) La roți cu z_2 număr impar: $M_{B2} = 2r_{B2}\cos\frac{90^\circ}{z_2} - d_B$	Măsurarea trebuie efectuată cu bilele așezate pe un plan frontal (perpendicular pe axa roții).
7/1	Verificarea măsurabilității la pinion (1)		Condiția 1: pentru măsurabilitate ușoară se recomandă respectarea relației: $M_{B1} \geq d_{a1} + \Delta_M$ Condiția 2 (obligatorie): $2r_{B1} - d_B > d_{f1}$ În caz contrar trebuie reluat calculul de la poz. 2 cu altă valoare pentru d_B (d_{B1})	Pentru mărimea Δ_M se pot recomanda valori cuprinse între limitele $\Delta_M = 0{,}2 \ldots 2$ mm, în funcție de diametrul de cap al roții
7/2	Verificarea măsurabilității la roată (2)		Condiția 1: pentru măsurabilitate ușoară se recomandă respectarea relației: $M_{B2} \leq d_{a2} - \Delta_M$ Condiția 2 (obligatorie): $2r_B + d_B < d_{f2}$ În caz contrar trebuie reluat calculul de la poz. 2 cu altă valoare pentru d_B (d_{B2}).	Pentru mărimea Δ_M se pot recomanda valori cuprinse între limitele $\Delta_M = 0{,}2 \ldots 2$ mm, în funcție de diametrul de cap al roții
8/1	Abaterea superioară a lungimii (cotei) medii peste dinți (pentru pinion (1))	$-E_{Wms1}$	$-E_{Wms1} = -[(E_{Wms1})_I + (E_{Wms1})_{II}]$ unde: $(E_{Wms1})_I = f(TAJ, TJF, d_1)$; $(E_{Wms1})_{II} = F(F_{r1})$	Din STAS 6273-81 tabelul 16 respectiv 17.
8/2	Abaterea inferioară a lungimii (cotei) medii peste goluri (pentru roată (2))	$+E_{Wmi2}$	$+E_{Wms2} = +[(E_{Wms2})_I + (E_{Wms2})_{II}]$ unde: $(E_{Wms2})_I = f(TAJ, TJF, d_2)$; $(E_{Wms2})_{II} = F(F_{r2})$	Din STAS 6273-81 tabelul 16 respectiv 17.
9/1	Abaterea superioară a lungimii (cotei) peste bile la pinion (1)	$-E_{Ms1}$	$-E_{Ms1} \approx \frac{-E_{Wms1}}{\sin\alpha_{tB1}}$	
9/2	Abaterea inferioară a lungimii (cotei) între bile la roată (2)	$+E_{Mi2}$	$+E_{Mi2} \approx \frac{E_{Wms2}}{\sin\alpha_{tB2}}$	

Scanned with OKEN Scanner

0	1	2	3	4
9/1	Toleranța lungimii (cotei) medii peste dinți la pinion (1)	T_{Wm1}	$T_{Wm1} = f(TAJ, TJF, f_1)$, . unde: f_1 - toleranța bătăii radiale	Din STAS 6273-81 tabelul 18
9/2	Toleranța lungimii (cotei) medii peste goluri la roată (2)	T_{Wm2}	$T_{Wm2} = f(TAJ, TJF, f_2)$, unde: f_2 - toleranța bătăii radiale	Din STAS 6273-81 tabelul 18
10/1	Toleranța lungimii (cotei) peste bile la pinion (1)	T_{M1}	$T_{M1} \approx \frac{T_{Wm1}}{\sin \alpha_{tB1} \cos \beta_{b1}}$	
10/2	Toleranța lungimii (cotei) între bile la roată (2)	T_{M2}	$T_{M2} \approx \frac{T_{Wm2}}{\sin \alpha_{tB2} \cos \beta_{b2}}$	
11/1	Abaterea inferioară a lungimii (cotei) peste bile la pinion	$-E_{Mi1}$	$-E_{Mi1} = -E_{Ms1} - T_{M1}$	
11/2	Abaterea superioară a lungimii (cotei) între bile la roată (2)	$+E_{Ms2}$	$+E_{Ms2} = +E_{Mi2} + T_{M2}$	

Scanned with OKEN Scanner

4. ANGRENAJE CONCURENTE CONICE

4.1. GEOMETRIA ANGRENAJELOR CONCURENTE CONICE

4.1.1.Notaţii

Aceste notaţii sunt conform STAS 12270-84.

Treptele de precizie şi toleranţele aferente se stabilesc conform STAS 6460-81.

a) Simboluri cu litere latine.

Simbol	Denumirea elementului
b	Lăţimea danturii
b_{x1}, b_{x2}	Lăţimea axială a danturii
c^*	Coeficientul jocului de referinţă la capul (exterior al) dintelui
d_1, d_2	Diametrul de cap (exterior)
d_{am1}, d_{am2}	Diametrul de cap median
d_{bn}	Diametrul de bază exterior al roţii echivalente
d_{cn}	Diametrul cercului corzii constante exterioare a dintelui roţii cilindrice echivalente (exterioare)
d_{f1}, d_{f2}	Diametrul de picior (exterior)
d_{in}	Diametrul cercului începuturilor profilelor evolventice pe roata cilindrică echivalentă exterioară
d_{cmn}	Diametrul cercului corzii constante mediane a dintelui roţii cilindrice echivalente
d_{m1}, d_{m2}	Diametrul de divizare median
d_v	Diametrul vârfurilor ascuţite pe conul frontal exterior
e	Arcul de divizare (exterior) al golului dintre dinţi
e_a	Arcul de cap exterior al golului dintre dinţi
e_{bn}	Arcul de bază al golului dintelui pe roata cilindrică echivalentă exterioară
$-\left(E_{sci}^{-}\right)_m$	Abaterea inferioară a corzii constante mediane a dintelui roţii conice
$-E_{sci}^{-}$	Abaterea inferioară a corzii constante exterioare a dintelui roţii conice
$-\left(E_{scs}^{-}\right)_m$	Abaterea superioară a corzii constante mediane a dintelui roţii conice
$-E_{scs}^{-}$	Abaterea superioară a corzii constante exterioare a dintelui roţii conice

Scanned with OKEN Scanner

Simbol	Denumirea elementului
$-(E_{si}^{-})_m$	Abaterea inferioară a corzii de divizare mediane a dintelui roții conice
$-E_{si}^{-}$	Abaterea inferioară a corzii de divizare exterioară a dintelui roții conice
$-(E_{ss}^{-})_m$	Abaterea superioară a corzii de divizare mediane a dintelui roții conice
$-E_{ss}^{-}$	Abaterea superioară a corzii de divizare exterioare a dintelui roții conice
e_y	Arcul golului pe un cerc exterior oarecare (de diametru d_y) de pe conul frontal (exterior)
$\pm E_{\Sigma}$	Abaterile limită ale unghiului dintre axe
$\pm fa$	Abaterile limită ale distanței între axe
F_r	Toleranța bătăii radiale a danturii
h	Înălțimea (exterioară) a dintelui
h_{a1}, h_{a2}	Înălțimea capului de divizare exterior al dintelui
h^*_a	Coeficientul capului de referință (exterior) al dintelui
H_{a1}, H_{a2}	Înălțimea exterioară a conului de cap
h_{am1}, h_{am2}	Înălțimea capului de divizare median al dintelui
$\bar{h}_c$	Înălțimea la coardă constantă exterioară a dintelui roții conice
$\bar{h}_{cm}$	Înălțimea la coarda constantă mediană a dintelui roții conice
$\bar{h}$	Înălțimea la coarda de divizare exterioară a dintelui
$\bar{h}_{f1}, \bar{h}_{f2}$	Înălțimea piciorului de divizare exterior al dintelui
$\bar{h}_m$	Înălțimea la coarda de divizare mediană a dintelui
$inv\,\alpha_V$	Involuta unghiului de presiune pe conul vârfurilor ascuțite α_V
i_{v12}, i_{v21}	Raportul de transmitere al angrenajului paralel cilindric analog (înlocuitor)
$j_{n\,\min}$	Jocul normal minim dintre flancuri
L_1, L_2	Distanța de așezare (de montaj)
L_{a1}, L_{a2}	Distanța de cap exterioară
L_{ai1}, L_{ai2}	Distanța de cap interioară
m, m_e	Modulul (frontal) exterior
m_m	Modulul (frontal) median
i_{12}, i_{21}	Raportul de transmitere al angrenajului
i_{12ORT}, i_{21ORT}	Raportul de transmitere al angrenajului concurent conic ortogonal echivalent unui angrenaj concurent conic neortogonal
p	Pasul (de divizare exterior)
p_{bn}	Pasul de bază exterior (al roții echivalente exterioare)
p_y	Pasul pe un cerc exterior oarecare (de diametru d_y)
R	Lungimea exterioară a generatoarei de divizare
R_m	Lungimea mediană a generatoarei de divizare

Scanned with OKEN Scanner

Simbol	Denumirea elementului
s	Arcul de divizare exterior al dintelui roții conice
$\bar{s}$	Coarda de divizare exterioară a dintelui roții conice
s_a	Arcul de cap exterior al dintelui
s_{bn}	Arcul de bază al dintelui pe roata cilindrică echivalentă
$\bar{s}_c$	Coarda constantă exterioară a dintelui roții conice
$\bar{s}_{cm}$	Coarda constantă mediană a dintelui roții conice
s_{cmn}	Arcul corzii constante mediane a dintelui roții cilindrice echivalente (mediane)
$\bar{s}_{cmn}$	Coarda constantă mediană a dintelui roții cilindrice echivalente (mediane)
s_{cn}	Arcul corzii constante exterioare a dintelui roții cilindrice echivalente
$\bar{s}_{cn}$	Coarda constantă exterioară a dintelui roții cilindrice echivalente (exterioare)
s_m	Arcul de divizare median al dintelui roții conice
$\bar{s}_m$	Coarda de divizare mediană a dintelui roții conice
s_y	Arcul dintelui pe un cerc exterior oarecare (de diametru d_y) de pe conul frontal (exterior)
TAJ	Tipul ajustajului
TJF	Tipul toleranței jocului între flancuri
TPC	Treapta de precizie cinematică
TPK	Treapta de precizie după criteriul de contact dintre dinți
TPL	Treapta de precizie după criteriul funcționării line
$T_{\bar{s}c}$	Toleranța grosimii dintelui pe coarda constantă mediană a dintelui roții conice
x_{r1}, x_{r2}	Coeficientul de deplasare radială a profilului
$x_{r\,\min}$	Coeficientul minim de deplasare radială a profilului la limita subtăierii dinților la prelucrare
x_{t1}, x_{t2}	Coeficientul de deplasare tangențială a profilului
z_0	Numărul de dinți ai roții plane generatoare sau de referință
z_1, z_2	Numărul de dinți
$z_{1\,ORT}$ $z_{2\,ORT}$	Numărul de dinți ai roții angrenajului concurent conic ortogonal echivalent unui angrenaj concurent conic neortogonal
$z_{\min}$	Numărul minim de dinți la limita subtăierii dinților
z_{n1}, z_{n2}	Numărul de dinți ai roții cilindrice echivalente (cu dinți drepți)
z_v	Numărul de dinți ai roții cilindrice analoge (înlocuitoare)

Scanned with OKEN Scanner

b) Simboluri cu litere grecești

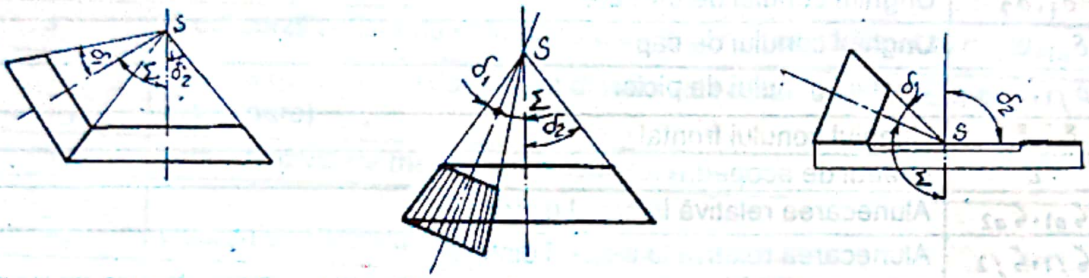
Simbol	Denumirea elementului
α	Unghiul de presiune (normal) de divizare
α_a α_{ak}	Unghiul de presiune la capul exterior al dintelui sau pe muchia longitudinală de teșire a capului
α_{cmn}	Unghiul de presiune corespunzător corzii constante mediane a dintelui roții cilindrice echivalente (mediane)
α_v	Unghiul de presiune pe conul vârfurilor ascuțite
α_{cn}	Unghiul de presiune corespunzător corzii constante exterioare a dintelui roții cilindrice echivalente (exterioare)
α_y	Unghiul de presiune pe un cerc exterior oarecare (de diametru d_y)
β_m	Unghiul de înclinare median al danturii
δ_1, δ_2	Unghiul conului de divizare
δ_{a1}, δ_{a2}	Unghiul conului de cap
δ_{f1}, δ_{f2}	Unghiul conului de picior
δ_{t1}, δ_{t2}	Unghiul conului frontal
ε	Gradul de acoperire
ζ_{a1}, ζ_{a2}	Alunecarea relativă la capul dintelui
ζ_{f1}, ζ_{f2}	Alunecarea relativă la piciorul dintelui
θ_{a1}, θ_{a2}	Unghiul capului dintelui
θ_{f1}, θ_{f2}	Unghiul piciorului dintelui
$\lambda_{e2}, \lambda_{e2}$	Unghiul dintre generatoarea conului de cap și generatoarea conului frontal exterior
$\lambda_{i1}, \lambda_{i2}$	Unghiul dintre generatoarea conului de cap și planul frontal interior
ρ_{an}	Raza de curbură a profilului la capul dintelui roții echivalente exterioare
ρ_{fn1} ρ_{fn2}	Raza de curbură a profilului dintelui în punctul de intrare/ieșire din angrenare la piciorul dintelui în angrenajul paralel cilindric echivalent exterior
ρ_{ln1} ρ_{ln2}	Raza de curbură a profilului dintelui roții cilindrice echivalente exterioare în punctul limită a profilului util
Σ	Unghiul dintre axe
ψ_c	Semiunghiul arcului corzii constante exterioare a dintelui roții conice (în plan frontal)
ψ_{cm}	Semiunghiul arcului corzii constante mediane a dintelui roții conice (în plan frontal)
ψ_{cmn}	Semiunghiul arcului corzii constante mediane a dintelui roții echivalente (mediane)
ψ_{cn}	Semiunghiul arcului corzii constante exterioare a dintelui roții echivalente (exterioare)

Scanned with OKEN Scanner

Scanned with OKEN Scanner

4.1.2. Elemente generale de bază

Angrenajele concurente conice se folosesc pentru transmiterea mișcării de rotație și a momentului de torsiune între două axe concurente (care se intersectează, formând un anumit unghi Σ, care poate fi ascuțit, drept sau obtuz). Suprafețele de rostogolire sunt o pereche de conuri tangente, care se rostogolesc unul peste celălalt fără alunecare. În funcție de poziția relativă a conurilor de rostogolire se deosebesc angrenaje exterioare, interioare și angrenaje concurente conice cu roată plană (rolul roții plane este similar cu al cremalierei pentru angrenajele paralele cilindrice). Punctul de intersecție al axelor coincid cu vârfurile conurilor de rostogolire.



a. Angrenaj concurent conic exterior
$\Sigma \leq 90^\circ$; $\Sigma = \delta_1 + \delta_2$

b. Angrenaj concurent conic interior
$\Sigma \leq 90^\circ$; $\Sigma = \delta_2 - \delta_1$

c. Angrenaj cu roată plană
$\Sigma > 90^\circ$
$\Sigma = \delta_1 + \delta_2$; $\delta_2 = 90^\circ$

Figura 4.1.2.1 - Diferite poziții relative ale axelor angrenajelor concurente conice

Se consideră două conuri de rostogolire (numite uneori și conuri primitive), având același vârf comun, S, și fiind tangente în lungul generatoarei SC (fig. 4.1.2.2). Unghiurile δ_1 și δ_2 sunt semiunghiurile conurilor de rostogolire. Se observă că cercurile de rostogolire nu sunt în același plan, iar dimensiunile lor sunt variabile în funcție de distanța SC.

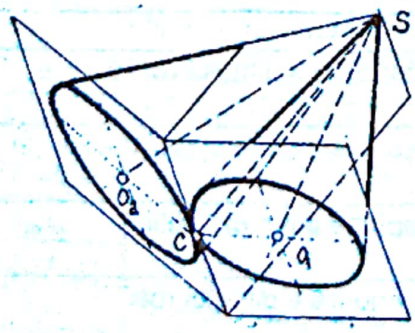


Figura 4.1.2.2 - Conurile de rostogolire

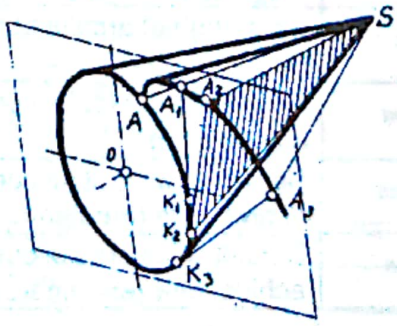


Figura 4.1.2.3 - Desfășurata conului

Dacă se taie suprafața unui con după o generatoare SA și se desfășoară astfel încât arcul de cerc $\overset{\frown}{AK_2}$ să devină dreapta A_2K_2, vârful S rămânând fix - punctul A descrie o evolventă într-un plan T normal pe axa SO a conului, iar generatoarea descrie o suprafață care poate fi flancul dintelui roții conice; conul considerat inițial fiind un con de bază, coaxial cu cel de rostogolire. (Figura 4.1.2.4 și Figura 4.1.2.5)

Evolventele nu sunt în același plan. O sferă cu raza SC poate cuprinde cercurile de rostogolire (Figura 4.1.2.5).

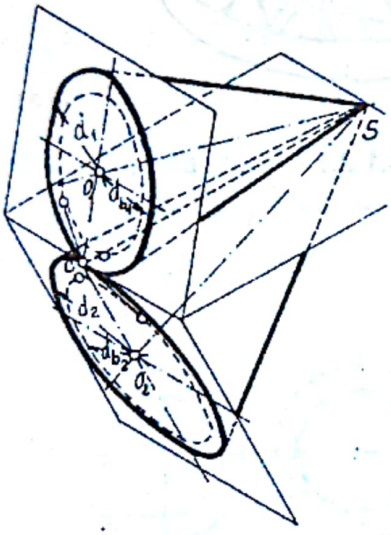


Figura 4.1.2.4 - Conurile și cercurile de rostogolire și de bază

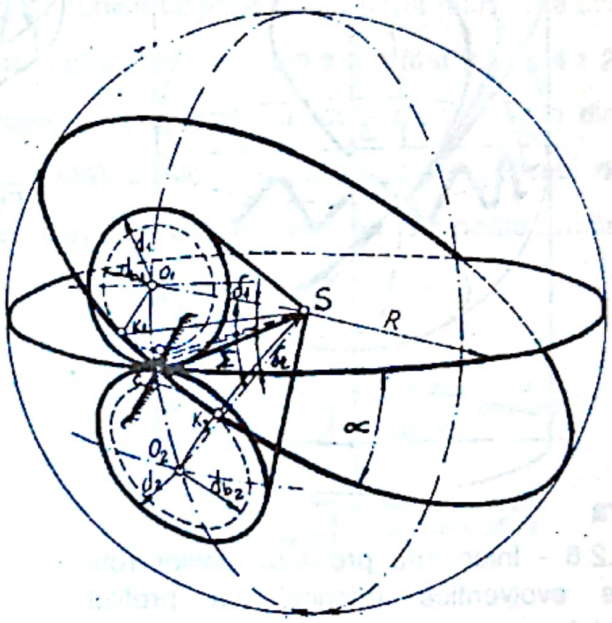


Figura 4.1.2.5 - Sfera circumscrisă cercurilor de rostogolire

Evolventa sferică este o curbă sferică descrisă de un punct A legat invariabil de un cerc diametral al sferei, al cărui plan se rostogolește fără alunecare pe un con concentric cu sfera, denumit con de bază. Această curbă este antisimetrică față de planul ecuatorial, pe acesta prezentând un punct de inflexiune. Linia de angrenare este un cerc diametral al sferei, perpendicular pe profile în punctul de contact, el fiind chiar cercul generator al profilului dinților. Roata plană evolventică ("cremaliera sferică") are dantura cu profile curbilinii în spațiu (Figura 4.1.2.5) care nu pot fi realizate cu cuțite având tăișuri rectilinii (riglate).

Scanned with OKEN Scanner

În practică, suprafaţa sferică este înlocuită cu o suprataţă cilindrică tangentă sferei, flancurile dinţilor devenind suprafeţe riglate, iar linia de angrenare având forma de octoidă (lemniscata sferică) care dă şi denumirea acestui tip de dantură: octoidală.

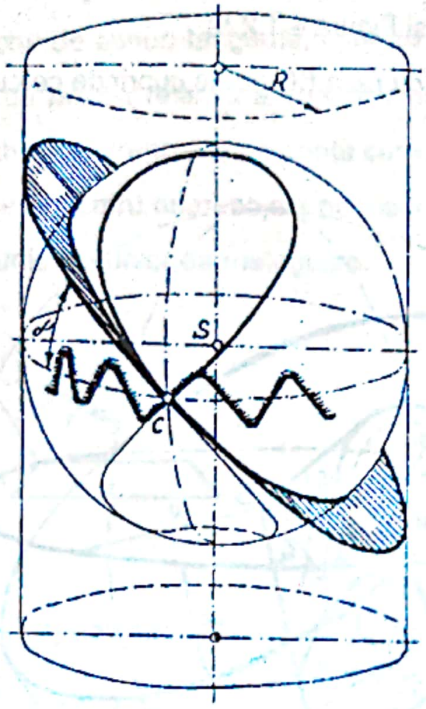


Figura 4.1.2.6 - Înlocuirea profilului dinţilor roţii plane evolventice (sferice) cu profilul octoidal

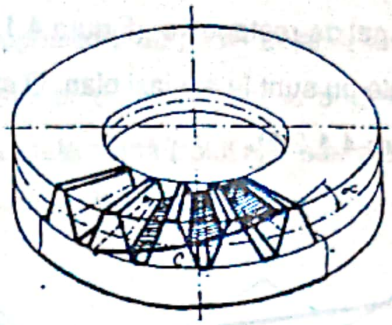


Figura 4.1.2.7 - Roata plană

Având în vedere înălţimea mică a dinţilor roţii plane faţă de raza sferei, R, suprafaţa sferică pe care a fost trasat profilul se înlocuieşte cu suprafaţa cilindrică aparţinând cilindrului tangent la sferă. Linia de angrenare - pe cilindru - face parte din elipsa coplanară cu cercul diametral al sferei (care definea linia de angrenare pe sferă). Cilindrul exterior al roţii plane poate fi desfăşurat în plan, rezultând profilul danturii conice - asemănător profilului cremalierei de referinţă (de la roţile cilindrice).

Realizarea practică a danturilor conice depinde de caracteristicile maşinilor unelte utilizate pentru prelucrarea lor.

În Figura 4.1.3.1 sunt date principalele tipuri de danturi conice, după direcţia dinţilor roţii plane. Înafară de cele arătate mai înainte cu privire la abaterile de la forma evolventică a danturii (profilului), unele danturi, în special cele curbilinii, au dinţii de înălţime constantă sau chiar în formă de butoi. Generarea profilului roţilor dinţate conice

Scanned with OKEN Scanner

se poate realiza prin copiere şi prin rulare cu freze disc, cu freze deget, cu cuţite, cu broşe circulare, cu cap de broşare, cu cap de frezare sau cu freze melc. Angrenajele cu roţi conice cu dinţi curbilinii - comparativ cu cele cu dinţi drepţi - sunt mai silenţioase, mai precise, au o lungime de contact mult mărită, sunt mai puţin sensibile la sarcini variabile sau toleranţe mari de construcţie şi montaj.

4.1.3. Clasificarea angrenajelor concurente conice

Clasificarea angrenajelor concurente conice poate fi făcută după mai multe criterii. Astfel, după poziţia relativă a conurilor de rostogolire, aşa cum s-a arătat în cap.4.1.2, se deosebesc angrenaje interioare, exterioare şi angrenaje cu roată plană. Roţile dinţate conice pot fi clasificate după direcţia (forma) dinţilor (pe roata plană) deosebindu-se danturi drepte (radiale), înclinate (tangenţiale) sau curbilinii, aşa cum se poate urmări din Figura 4.1.3.1.

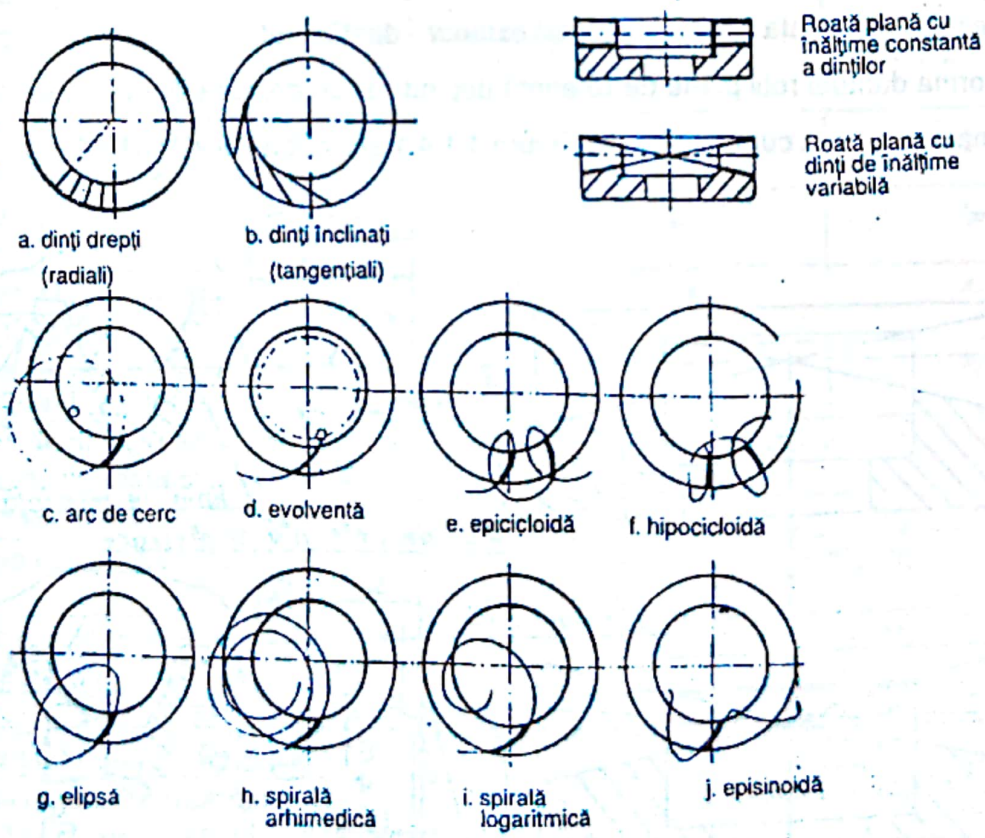


Figura 4.1.3.1 - Diferite forme de danturi (pe roata plană)

Scanned with OKEN Scanner

Suprafaţa generatoare se alege astfel încât să se poată obţine prin mişcarea unor tăişuri rectilinii. Calculele de proiectare sunt specifice maşinilor-unelte cu care s-au realizat danturile curbilinii.

Înălţimea dinţilor poate fi constantă (aşa cum se întâlneşte la danturile executate pe maşini Klingelnberg, în arc de evolventă, denumite "palloide", sau la danturile executate pe maşini Spiromatic, în arc de epicicloidă alungită, denumite "elloide") sau variabilă (cu joc la cap constant sau cu joc la cap proporţional).

4.1.4. Definirea danturilor roţilor dinţate conice octoidale

Dantura roţilor dinţate conice de defineşte prin intermediul unui angrenaj de definire, format din roata plană generatoare şi roata definită. Conjugata roţii plane generatoare este roata plană de referinţă (limita către care tind roţile sistemului când unghiul conului de divizare, δ, tinde către 90°). STAS 6844 - 80 stabileşte caracteristicile profilului roţii plane de referinţă pentru angrenajele conice cu dinţi drepţi (cu modulul cuprins între 1 şi 5o mm) şi dinţi înclinaţi. Dimensiunile dinţilor unei roţi plane de referinţă se definesc pe suprafaţa cilindrului frontal exterior - desfăşurat în plan.

Forma danturii roţii plane de referinţă depinde şi de deplasările de profil radiale (x_r) şi tangenţiale (x_t), aşa cum rezultă din Figura 4.1.4.1 şi din tabelul 4.1.4.1.

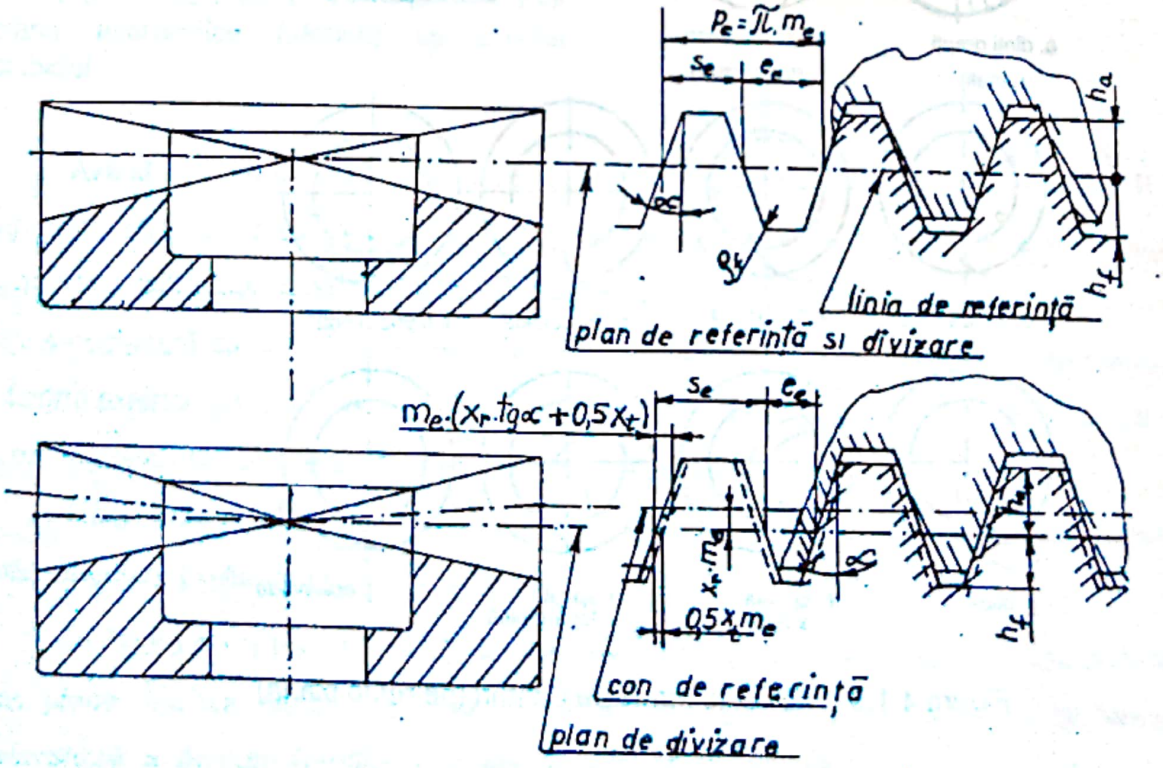


Figura 4.1.4. - Roata plană de referinţă (sus: fără deplasări de profil.
jos: cu deplasări de profil pozitive)

Scanned with OKEN Scanner

Standardul defineşte şi roata cvasiplană de referinţă, la care, datorită specificului maşinii de danturat, suprafaţa de fund este plană, iar suprafeţele de divizare şi de referinţă sunt conuri. Se observă că deplasările de profil la două roţi conjugate trebuie să fie egale şi de semne contrare.

Tabelul 4.1.4.1.

Denumirea parametrului	Simbol	Valoare parametru pentru danturi conice octoidale	
		drepte	înclinate
Unghiul de presiune normal de divizare	α_n	$\alpha_n = \alpha = 20^\circ$	$\alpha_n = 20^\circ$
Modulul (frontal) exterior	m_e	*Se adoptă din STAS 822 - 82*	
Coeficientul (frontal) al capului de referinţă al dintelui	h^*_a	$h^*_a = 1$	$h^*_a = 1 \cdot \cos \beta_m$
Coeficientul (frontal) al piciorului de referinţă al dintelui	h^*_f	$h^*_f = 1,2$	$h^*_f = 1,2 \cdot \cos \beta_m$
Coeficientul (frontal) al înălţimii utile de referinţă a dintelui	h^*_w	$h^*_w = 2$	$h^*_w = 2 \cdot \cos \beta_m$
Coeficientul (frontal) al înălţimii de referinţă a dintelui	h^*	$h^* = 2,2$	$h^* = 2,2 \cdot \cos \beta_m$
Coeficientul (frontal) al jocului de referinţă la fund	c^*	$c^* = 0,2$	$c^* = 0,2 \cdot \cos \beta_m$
Coeficientul (frontal) al razei de racordare la piciorul dintelui	ρ^*_f	$\rho^*_f \leq 0,3$	$\rho^*_f \leq 0,3$
Unghiul de înclinare de divizare median	β_m	$\beta_m = 0$	β_m
Coeficientul (frontal) al deplasării radiale de profil	x_r	x_r	x_r
Coeficientul (frontal) al deplasării tangenţiale de profil	x_t	x_t	x_t
Numărul de dinţi (al roţii de referinţă care defineşte roata cu z dinţi)	z_o	$z_o = z/\sin \delta$	
Pasul (frontal) exterior	p_e	$p_e = \pi \cdot m_e$	
Înălţimea capului de referinţă a dintelui	h_a	$h_a = h^*_a \cdot m_e$	
Înălţimea piciorului de referinţă a dintelui	h_f	$h_f = h^*_f \cdot m_e$	
Înălţimea utilă de referinţă a dintelui	h_w	$h_w = h^*_w \cdot m_e$	
Înălţimea de referinţă a dintelui	h	$h = h^* \cdot m_e$	
Raza de racordare (normală) de referinţă la piciorul dintelui	ρ_f	$\rho_f = \rho^*_f \cdot m_e$	
Arcul de divizare exterior al dintelui roţii conice	s_e	$s_e = (\pi/2 + 2x_r \cdot tg\ \alpha + x_t)\ m_e$	
Arcul de divizare exterior al golului dintre dinţi	e_e	$e_e = (\pi/2 - 2xr \cdot tg\ \alpha - x_t)\ m_e$	

Scanned with OKEN Scanner

4.1.5. Raportul de transmitere

Pentru determinarea raportului de transmitere al angrenajelor concurente conice, se consideră suprafețele conice care, în timpul angrenării se rostogolesc una peste cealaltă fără alunecare (conurile de rostogolire) al căror diametru maxim este diametrul de rostogolire, d_{w1} și, respectiv, d_{w2}. La danturile fără deplasare de profil radială conurile de rostogolire sunt identice cu cele de divizare, al căror diametru maxim este d_1 și respectiv, d_2. (Figura 4.1.5.1)

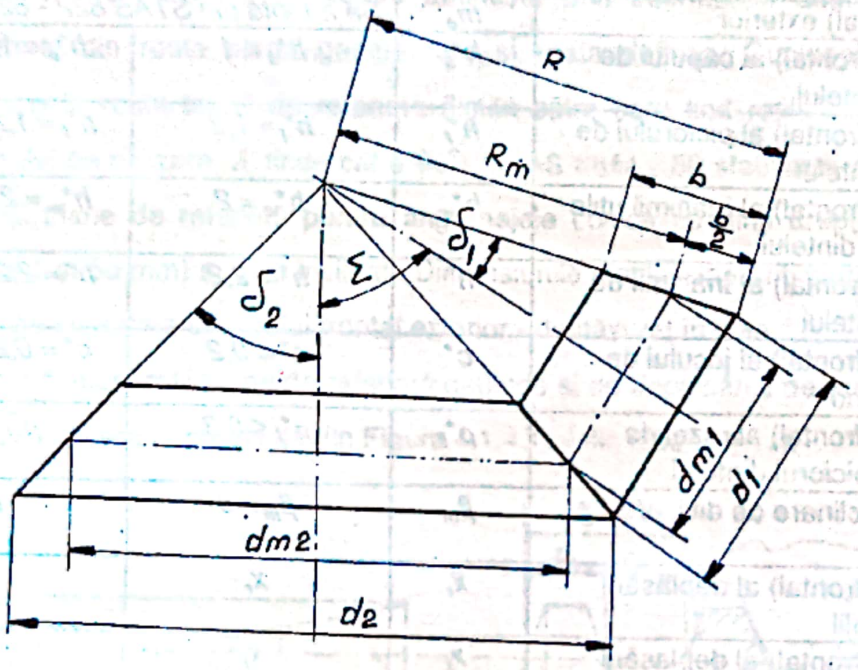


Figura 4.1.5.1 - Schema unui angrenaj conic pentru determinarea raportului de transmitere

R = generatoarea de divizare

R_m = generatoarea de divizare mediană

b = lățimea danturii

d_1 și d_2 = diametrul de divizare = $m \cdot z_{1,2}$

d_{m1}, d_{m2} = diametrul de divizare median

δ_1, δ_2 = (semi) unghiul conului de divizare

Σ = unghiul dintre axe

Exprimând egalitatea dintre vitezele tangențiale ale celor două roți într-un punct de contact al conurilor de rostogolire - considerate identice cu cele de divizare - rezultă:

Scanned with OKEN Scanner

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60000}$$

sau:

$$v_m = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot d_{m2} \cdot n_2}{60000}$$

dar,

$$\frac{n_1}{n_2} = i_{12} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{d_{m2}}{d_{m1}} = \frac{R \cdot \sin \delta_2}{R \cdot \sin \delta_1} = \frac{z_2}{z_1} \qquad (4.1.5.1)$$

$$i_{12} = \frac{\sin(\Sigma - \delta_1)}{\sin \delta_1} = \frac{\sin \Sigma \cdot \cos \delta_1 - \cos \Sigma \cdot \sin \cdot \delta_1}{\sin \delta_1}$$

a) pentru $\Sigma < 90°$

$$i_{12} = \sin \Sigma / tg\, \delta_1 - \cos \Sigma = \frac{z_2}{z_1}$$

sau:

$$i_{12} = \frac{\sin \delta_2}{\sin(\Sigma - \delta_2)} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \Sigma \cdot \cos \delta_2 - \cos \Sigma \cdot \sin \delta_2}$$

sau:

$$\frac{1}{i_{12}} = \frac{z_1}{z_2} = \sin \Sigma \cdot ctg\, \delta_2 - \cos \Sigma; \quad ctg\, \delta_2 = \frac{\cos \Sigma + \frac{z_1}{z_2}}{\sin \Sigma}$$

sau:

$$tg\, \delta_1 = \frac{\sin \Sigma}{\frac{z_2}{z_1} + \cos \Sigma} \qquad \text{şi} \quad tg\, \delta_2 = \frac{\frac{z_2}{z_1} \sin \Sigma}{1 + \frac{z_2}{z_1} \cdot \cos \Sigma} = \frac{\sin \Sigma}{\frac{z_1}{z_2} + \cos \Sigma}$$

b) Pentru angrenajele ortogonale, la care $\Sigma = 90°$, $\delta_1 = 90° - \delta_2$:

$$\sin \delta_1 = \cos \delta_2$$

$$i_{12} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = tg\, \delta_2 = ctg\, \delta_1$$

c) pentru $\Sigma > 90°$:

$$\sin \Sigma = \sin\left(180° - \Sigma\right)$$

$$\cos \Sigma = -\cos\left(180° - \Sigma\right)$$

Scanned with OKEN Scanner

$$tg\,\delta_1 = \frac{\sin\left(180^0 - \Sigma\right)}{\frac{z_2}{z_1} - \cos\left(180^0 - \Sigma\right)}$$

$$tg\,\delta_2 = \frac{\sin\left(180^0 - \Sigma\right)}{\frac{z_1}{z_2} - \cos\left(180^0 - \Sigma\right)}$$

$$\sin\delta_1 = \frac{d_1}{2\cdot R} = \frac{m\cdot z_1}{2\cdot R} \qquad \text{şi} \qquad \sin\delta_2 = \frac{d_2}{2\cdot R} = \frac{m\cdot z_2}{2\cdot R}$$

Rezultă:

$$R = \frac{z_1\cdot m}{2\cdot\sin\delta_1} = \frac{z_2\cdot m}{2\cdot\sin\delta_2}; \qquad R_m = R - \frac{b}{2}; \qquad m_m = m\cdot R_m / R$$

4.1.6. Elementele geometrice ale angrenajelor concurente conice exterioare cu dantură dreaptă (conform STAS 12270-84)

Definirea geometrică a danturilor angrenajelor concurente conice exterioare cu dinţi drepţi se referă la următoarele date:

Numărul de dinţi	z_1 pentru pinion şi z_2 pentru roată;
Modulul (frontal) exterior	$m = m_e$ conform STAS 822-82 (sau median: m_m)
Unghiul de presiune (normal) de divizare	α conform STAS 6844-80 $\alpha = 20^0$
Coeficientul capului de referinţă (exterior):	$h^*_a = 1$ (STAS 6844-80)
Coeficientul jocului de referinţă la capul (exterior al) dintelui	$c^* = 0,2$ (STAS 6844-80)
Unghiul dintre axe:	Σ
Coeficientul de deplasare radială a profilului	$x_{r1} = - x_{r2}$ (pinion şi roată)
Coeficientul de deplasare tangenţială a profilului:	$x_{t1} = - x_{t2}$ (pinion şi roată)
Lăţimea danturii:	b

Pe baza acestor date, la care se adaogă cele privind condiţiile de precizie ale dimensiunilor de măsurare ale dinţilor (conform STAS 6460-81), se calculează elementele geometrice de bază (δ_1, δ_2, R) şi cele generale stabilite în modul următor:
(Conform Figurii 4.1.6.1)

Scanned with OKEN Scanner

- Diametrul de divizare (exterior): $d_1 = z_1 \cdot m_e$

(pentru pinion, 1, şi pentru roată, 2) şi $d_2 = z_2 \cdot m_e$

- Diametrul de divizare median: $d_{m1} = z_1 \cdot m_m$ şi

$d_{m2} = z_2 \cdot m_m$

- Înălţimea capului de divizare exterior al dintelui:

$h_{a1} = m_e \cdot (h^*_a + x_{r1})$ şi

$h_{a2} = m_e \cdot (h^*_a + x_{r2})$

- Înălţimea piciorului de divizare exterior al dintelui:

$h_{f1} = m_e \cdot (h^*_a + c^* - x_{r1})$ şi

$h_{f2} = m_e \cdot (h^*_a + c^* - x_{r2})$

. Înălţimea exterioară a dintelui:

$h = m_e \cdot (2 \cdot h^*_a + c^*)$ $(h = h_1 = h_2)$

- Diametrul de cap (exterior):

$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_{a1} \cdot \cos \delta_1$ şi

$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_{a2} \cdot \cos \delta_2$

- Diametrul de picior (exterior):

$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_{f1} \cdot \cos \delta_1$ şi

$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_{f2} \cdot \cos \delta_2$

Unghiul piciorului dintelui:

$\theta_{f1} = arc\,tg \left(h_{f1} / R\right)$ şi

$\theta_{f2} = arc\,tg \left(h_{f2} / R\right)$

Unghiul capului dintelui pentru danturi cu joc la cap proporţional:

$\theta_{a1} = arc\,tg \left(h_{a1} / R\right)$ şi

$\theta_{a2} = arc\,tg \left(h_{a2} / R\right)$

Unghiul capului dintelui pentru danturi cu joc la cap constant:

$\theta_{a1} = \theta_{f2}$ şi

$\theta_{a2} = \theta_{f1}$

Unghiul conului de cap:

$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1}$ şi

$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2}$

Scanned with OKEN Scanner

Unghiul conului de picior:

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1} \text{ şi}$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}$$

Unghiul conului frontal:

$$\delta_{t1} = 90^0 - \delta_1 \text{ şi}$$

$$\delta_{t2} = 90^0 - \delta_2$$

Unghiul dintre generatoarea conului de cap şi generatoarea conului frontal exterior:

$$\lambda_{e1} = 90^0 - \theta_{a1}$$

$$\lambda_{e2} = 90^0 - \theta_{a2}$$

Unghiul dintre generatoarea conului de cap şi planul frontal interior (conform Figurii 4.1.6.1):

$$\lambda_{i1} = 90^0 + \delta_{a1} \text{ şi}$$

$$\lambda_{i2} = 90^0 + \delta_{a2}$$

Înălţimea exterioară a conului de cap: (Figura 4.1.6.1)

$$H_{a1} = R \cdot \cos\delta_1 - h_{a1} \cdot \sin\delta_1 \text{ şi}$$

$$H_{a2} = R \cdot \cos\delta_2 - h_{a2} \cdot \sin\delta_2$$

Distanţa de aşezare la montaj, L_1 şi L_2, se adoptă constructiv.

Distanţa de cap exterioară:

$$L_{a1} = L_1 - H_{a1} \text{ şi}$$

$$L_{a2} = L_2 - H_{a2}$$

Lăţimea axială a danturii (conform Figurii 4.1.6.1):

$$b_{x1} = b \cdot \cos\delta_{a1} / \cos\theta_{a1} \text{ şi}$$

$$b_{x2} = b \cdot \cos\delta_{a2} / \cos\theta_{a2}$$

Distanţa de cap interioară:

$$L_{ai1} = L_{a1} + b_{x1} \text{ şi}$$

$$L_{ai2} = L_{a2} + b_{x2}$$

Scanned with OKEN Scanner

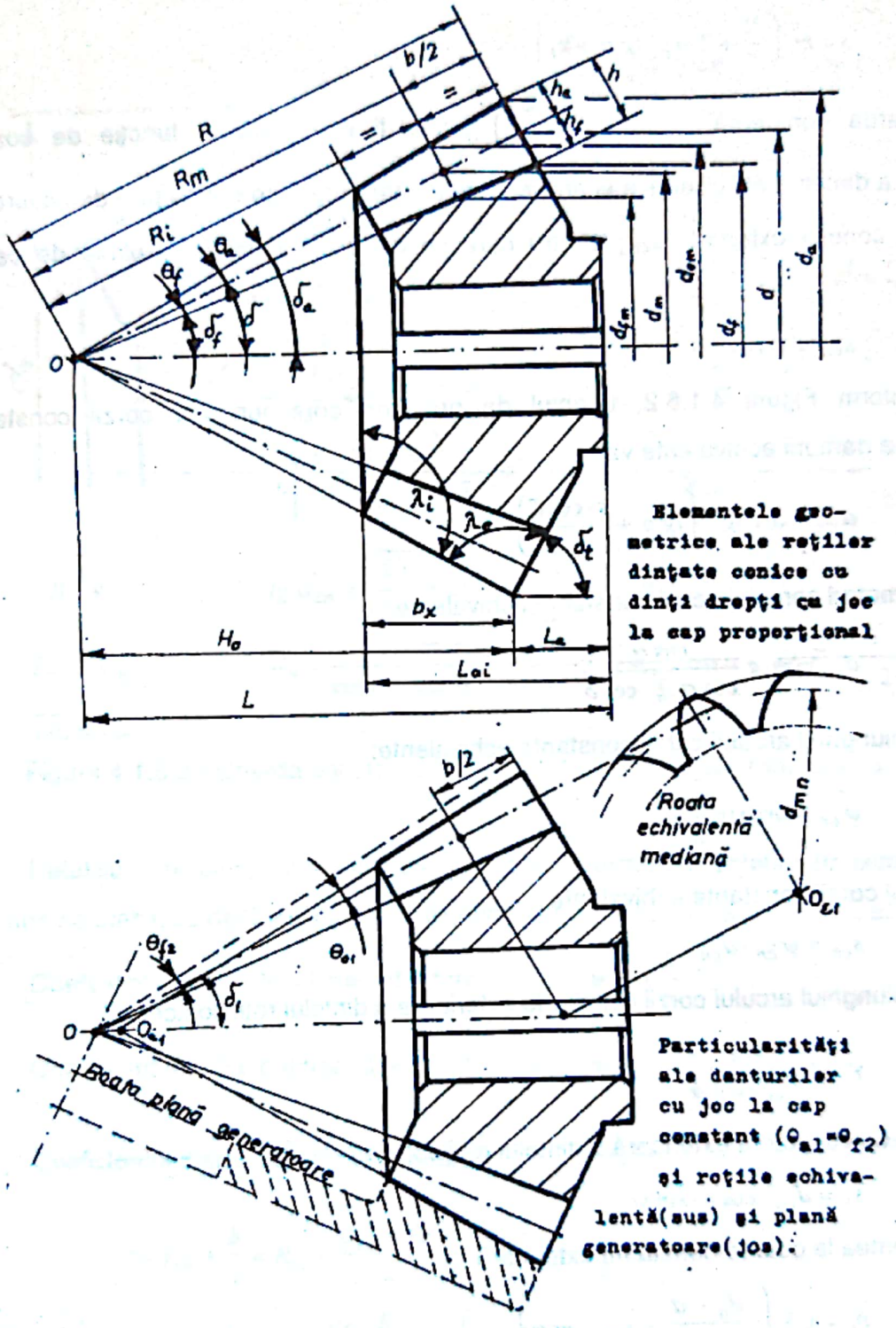


Fig. 4.1.6.1 Elementele geometrice ale roților dințate conice cu dinți drepți

Scanned with OKEN Scanner

Măsurarea danturilor conice exterioare se face prin intermediul corzii constante şi a înălţimii la coarda constantă, fie pe conul frontal exterior, fie pe conul frontal median.

Arcul de divizare exterior are expresia:

$$s = m \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_r \cdot tg\,\alpha + x_t \right)$$

Coarda constantă exterioară $\left(\bar{s}_c\right)$ poate fi exprimată în funcţie de coarda constantă a dintelui roţii cilindrice echivalente exterioare (care se obţine prin desfăşurarea în plan a conului exterior), $\bar{s}_{cn}$, pentru care se deduce cu uşurinţă relaţia de calcul următoare:

$$\bar{s}_{cn} = s \cdot \cos^2 \alpha$$

Conform Figurii 4.1.6.2, unghiul de presiune corespunzător corzii constante exterioare a danturii echivalente va fi:

$$\alpha_{cn} = arc\,tg \left(tg\,\alpha + \frac{s \cdot \cos\delta}{m \cdot z} \right)$$

Diametrul cercului corzii constante echivalente:

$$d_{cn} = m \cdot z \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_{cn} \cdot \cos\delta}$$

Semiunghiul arcului corzii constante echivalente:

$$\psi_{cn} = arc\,\sin \frac{\bar{s}_{cn}}{d_{cn}}$$

Arcul corzii constante echivalente:

$$s_{cn} = \psi_{cn} \cdot d_{cn}$$

Semiunghiul arcului corzii constante exterioare a dintelui roţii conice:

$$\psi_c = \frac{s_{cn}}{d_{cn} \cdot \cos\delta}$$

Coarda constantă exterioară a dintelui roţii conice:

$$\bar{s}_c = d_{cn} \cdot \cos\delta \cdot \sin\psi_c$$

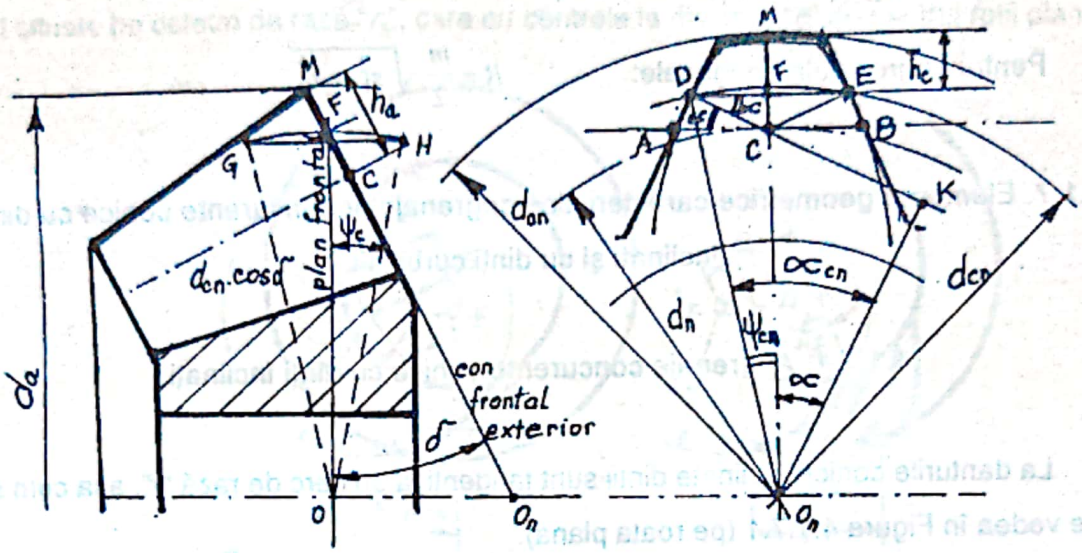
Înălţimea la coarda constantă exterioară:

$$\bar{h}_c = 0{,}5 \cdot \left(\frac{d_a - d}{\cos\delta} - \bar{s}_{cn} \cdot tg\,\alpha \right)$$

Abaterile admisibile se vor adopta conform STAS 6460-81.

Scanned with OKEN Scanner

Relații de calcul similare există și pentru conul suplimentar median al roților conice, adăudându-se doar indicele "m".



$AB = s$

$DE = s_{cn}$

$\overline{DE} = \bar{s}_{cn}$

$$tg\,\alpha_{cn} = \frac{\overline{KD}}{\overline{O_nK}} = tg\,\alpha + \frac{\overline{CD}}{\overline{O_nK}} = tg\,\alpha + \frac{s\cdot\cos\delta}{m\cdot z}$$

$$d_n = \frac{d}{\cos\delta} = \frac{m\cdot z}{\cos\delta}\ ;\qquad \overline{CD} = \frac{s}{2}\cdot\cos\alpha\ ;\ \overline{O_nK} = \frac{m\cdot z}{2}\cdot\frac{\cos\alpha}{\cos\delta}$$

$$\overline{GH} = \bar{s}_c$$

Figura 4.1.6.2 - Coarda constantă la roți dințate conice ($\overline{GH}$ rabătută cu 90°)

Relațiile între dimensiunile danturii pe conul suplimentar exterior (maxime) și cele mediane se stabilesc deobicei cu ajutorul unor coeficienți de lățime a danturii, astfel:

Coeficientul radial de lățime a danturii: $\psi_R = \frac{b}{R}$

Coeficiemtul radial median al lățimii danturii: $\psi_{Rm} = \frac{b}{R_m}$

Coeficientul diametral al lățimii danturii: $\psi_d = \frac{b}{d_1}$

$$R = R_m + \frac{b}{2} = R_m + \frac{\psi_{Rm}\cdot R_m}{2} = R_m\cdot\left(1 + \frac{\psi_{Rm}}{2}\right)$$

$$R_m = R - \frac{b}{2} = R - \frac{\psi_R\cdot R}{2} = R\cdot\left(1 - \frac{\psi_R}{2}\right)$$

Scanned with OKEN Scanner

$$\frac{m}{m_m} = \frac{R}{R_m} = 1 + \frac{\psi_{Rm}}{2} = \frac{1}{1 - \frac{\psi_R}{2}}$$

$$R = d_1 / (2 \cdot \sin \delta_1)$$

Pentru angrenajele ortogonale: $R = \frac{m}{2}\sqrt{z_1^2 + z_2^2}$

4.1.7. Elemente geometrice caracteristice angrenajelor concurente conice cu dinți înclinați și cu dinți curbilinii

4.1.7.1. Angrenaje concurente conice cu dinți înclinați

La danturile conice înclinate dinții sunt tangenți la un cerc de rază "*r*", așa cum se poate vedea în Figura 4.1.7.1 (pe roata plană).

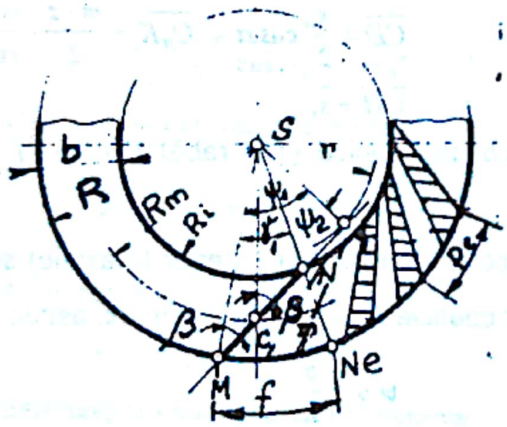


Figura 4.1.7.1.1 - Elemente geometrice ale roții plane cu dinți înclinați

Unghiul de înclinare median are valori între 30° și 40° și se poate calcula cu relația:

$$\beta_m = arc\sin\left(\frac{r}{R_m}\right) \qquad (4.1.7.1.1)$$

Deplasarea flancului ($f = MN_e$) trebuie să fie mai mare decât pasul exterior (p_e) astfel încât gradul de acoperire realizat prin deplasarea flancului să fie supraunitar (între 1,25 și 2): $\varepsilon_\beta = \frac{f}{p_e} \geq 1$ și $\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot tg\,\beta_m}{p_e}$. (4.1.7.1.2)

Scanned with OKEN Scanner

4.1.7.2. Angrenaje concurente conice cu dinți în arc de cerc.

Flancurile dinților pe roata plană (așa cum se poate vedea din Figura 4.1.7.2.1) sunt situate pe cercuri de rază "r_s", care au centrele la distanța "e" de centrul roții plane.

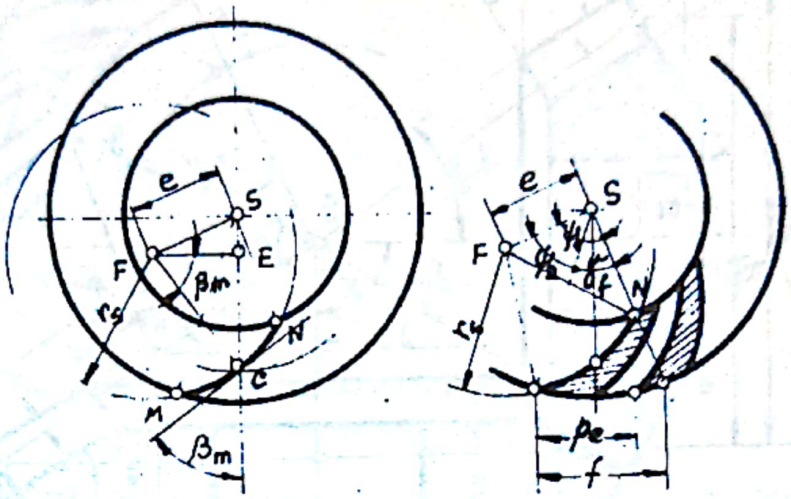


Figura 4.1.7.2.1 - Roata plană cu dinți în arc de cerc

Excentricitatea:

$$e = \sqrt{\overline{FE}^2 + \overline{SE}^2} = \sqrt{r_s^2 \cos^2 \beta_m + R_m^2 + r_s^2 \sin^2 \beta_m - 2R_m r_s \sin \beta_m} =$$

$$= \sqrt{r_s^2 + R_m^2 - 2R_m r_s \sin \beta_m} \qquad (4.1.7.2.1)$$

Unghiul de înclinare median:

$$\beta_m = arc \sin \frac{R_m^2 + r_s^2 - e^2}{2 R_m r_s} \qquad (4.1.7.2.2)$$

4.1.7.3. Angrenaje concurente conice cu dantură în arc de evolventă

Aceste angrenaje, cunoscute mai ales sub denumirea de "angrenaje palloide" - produse de firma Klingelnberg - au înălțimea dinților constantă, iar direcția dinților pe roata plană este după un arc de evolventă (cu cercul de bază de rază "r") așa cum se poate vedea în Figura 4.1.7.3.1.

Scanned with OKEN Scanner

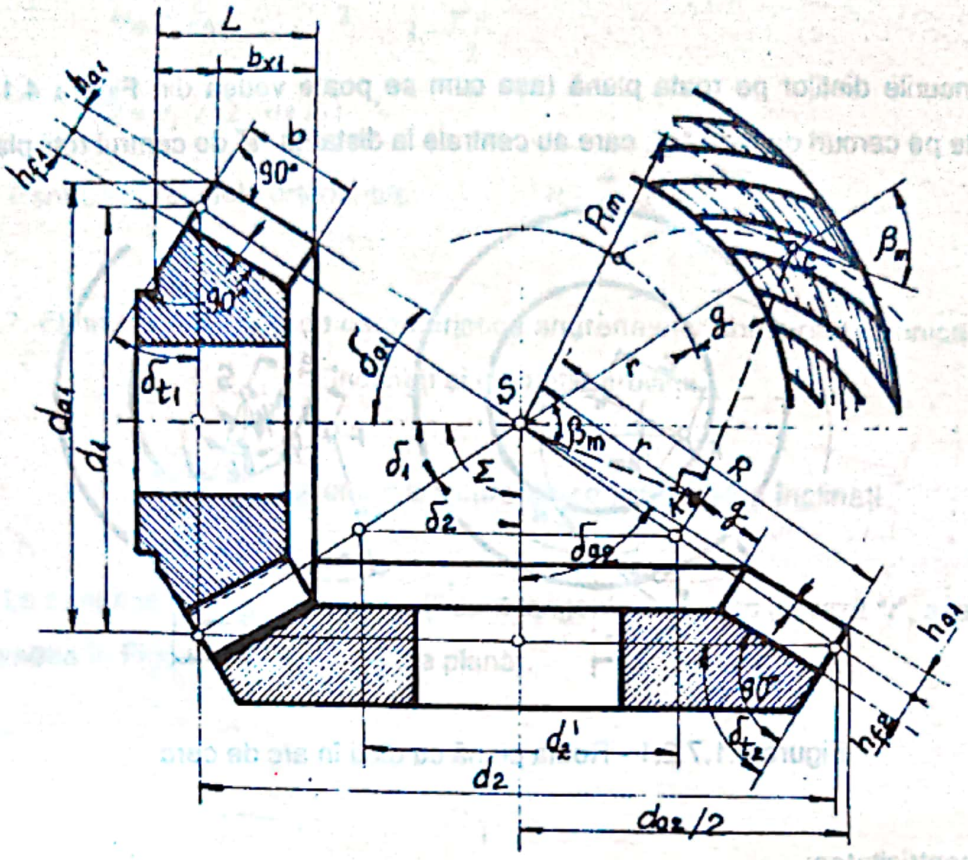


Figura 4.1.7.3.1 - Elemente geometrice caracteristice angrenajelor palloide

Unghiul de înclinare median: (din triunghiul SCK): $\beta_m = arc\cos\frac{r}{R_m}$

La aceste danturi, pasul calculat în funcție de modulul m_n standardizat este situat pe cercul de bază. Evolventele care formează flancurile dinților consecutivi sunt paralele echidistante.

4.1.7.4. Angrenaje hipoide (pseudoconice).

Aceste angrenaje sunt formate din două roți conice ale căror axe nu se intersectează (Figura 4.1.7.4.1), existând o dezaxare "*a*". Conurile primitive ale acestor roți rezultă din înlocuirea zonelor periferice ale hiperboloizilor de rotație prin trunchiuri de con. Forma dinților este curbă, asigurându-se contactul pe toată lungimea flancului dintelui cu ajutorul unor corecții, uzura uniformă, funcționarea liniștită (după rodaj); la angrenajele cu dezaxare pozitivă pinionul rezultă mai robust, deci angrenajul are o capacitate portantă mai mare.

Scanned with OKEN Scanner

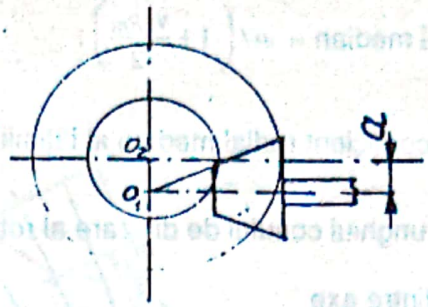


Figura 4.1.7.4.1 - Angrenaj hipoid

4.2.CALCULELE DE REZISTENȚĂ ALE ANGRENAJELOR CONCURENTE CONICE CU DANTURĂ DREAPTĂ

4.2.1. Roata și dantura echivalentă roții și danturii conice Forțele din angrenajele concurente conice

Calculele de rezistență și relațiile rezultate pentru angrenajele paralele cilindrice pot fi utilizate și pentru angrenajele concurente conice prin intermediul angrenajelor echivalente (indice "*n*").

Un angrenaj echivalent este un angrenaj fictiv format din două roți cilindrice echivalente celor conice reale.

Cercurile caracteristice roții dințate cilindrice echivalente rezultă în urma desfășurării în plan a conului suplimentar median al roții dințate conice reale (Figura 4.2.1.1). Diametrul de divizare al roții echivalente; d_{mn} poate fi calculat cu relațiile:

$$d_{mn1} = 2 \cdot \overline{O_{1v}C_v} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1} = z_{n1} \cdot m_m = \frac{z_1}{\cos \delta_1} \cdot m_m \qquad (4.2.1.1)$$

$$d_{mn2} = 2 \cdot \overline{O_{2v}C_v} = \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2} = z_{n2} \cdot m_m = \frac{z_2}{\cos \delta_2} \cdot m_m \qquad (4.2.1.2)$$

numerele de dinți ai roților echivalente:

$$z_{n1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} \quad \text{și} \quad z_{n2} = \frac{z_2}{\cos \delta 2} \qquad (4.2.1.3)$$

(În cazul danturilor înclinate sau curbilinii: $z_n = \dfrac{z}{\cos \delta \cdot \cos \beta_m \cdot \cos^2 \beta_{vb}}$)

S-au folosit notațiile;

$d_{m1,2}$ = diametrul median al roții dințate 1, 2 = $z_{1,2} \cdot m_m$

Scanned with OKEN Scanner

m_m = modulul median = $m / \left(1 + \frac{\Psi_{Rm}}{2}\right)$;

$\Psi_{R_m} = \frac{b}{R_m}$ = coeficient radial median al lățimii danturii

$\delta_{1,2}$ = (semi) unghiul conului de divizare al roții dințate conice 1, 2.

Σ = unghiul dintre axe

R_m = lungimea mediană a generatoarei de divizare = $R - b/2$

$i_{v1,2}$ = raportul de transmitere al angrenajului echivalent

$$= \frac{z_2 \cos \delta_1}{z_1 \cos \delta_2} = i_{1,2} \frac{\cos \delta_1}{\cos \delta_2}$$

Forța normală pe dinte (F_n) se consideră aplicată la mijlocul lungimii dintelui ($b/2$) și se poate descompune în trei componente (tangențială, radială și axială):

$$\overline{F}_n = \overline{F}_t + \overline{F}_r + \overline{F}_a$$

Forța normală pe dinții roților echivalente, F_{nv}, se descompune în componenta tangențială, F_t, și componenta radială, F_{rv}. Aceasta din urmă, transportată pe mijlocul dintelui roții conice, se descompune în componenta radială, F_r, și componenta axială, F_a, care pot fi calculate cu relațiile:

$$F_{rv} = F_t \cdot tg\,\alpha_n$$

$$F_{r1} = F_{rv1} \cdot \cos \delta_1 = F_t \cdot tg\,\alpha_n \cdot \cos \delta_1 \qquad (4.2.1.4)$$

$$F_{a1} = F_{rv1} \cdot \sin \delta_1 = F_t \cdot tg\,\alpha_n \cdot \sin \delta_1 \qquad (4.2.1.5)$$

$$F_{r2} = F_{rv2} \cdot \cos \delta_2 = F_t \cdot tg\,\alpha_n \cdot \cos \delta_2 \qquad (4.2.1.6)$$

$$F_{a2} = F_{rv2} \cdot \sin \delta_2 = F_t \cdot tg\,\alpha_n \cdot \sin \delta_2 \qquad (4.2.1.7)$$

Pentru angrenajele ortogonale ($\Sigma = 90°$, $\Sigma = \delta_1 + \delta_2$),

$$\sin \delta_1 = \cos \delta_2 \qquad \cos \delta_1 = \sin \delta_2$$

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \cdot tg\,\alpha_n \cdot \cos \delta_2 \qquad (4.2.1.8)$$

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \cdot tg\,\alpha_n \cdot \sin \delta_2 \qquad (4.2.1.9)$$

Pentru calculul de rezistență la solicitările de contact este necesară și expresia forței normale din angrenajul echivalent:

$$F_{nv} = \frac{F_t}{\cos \alpha_n} \qquad (4.2.1.10)$$

Scanned with OKEN Scanner

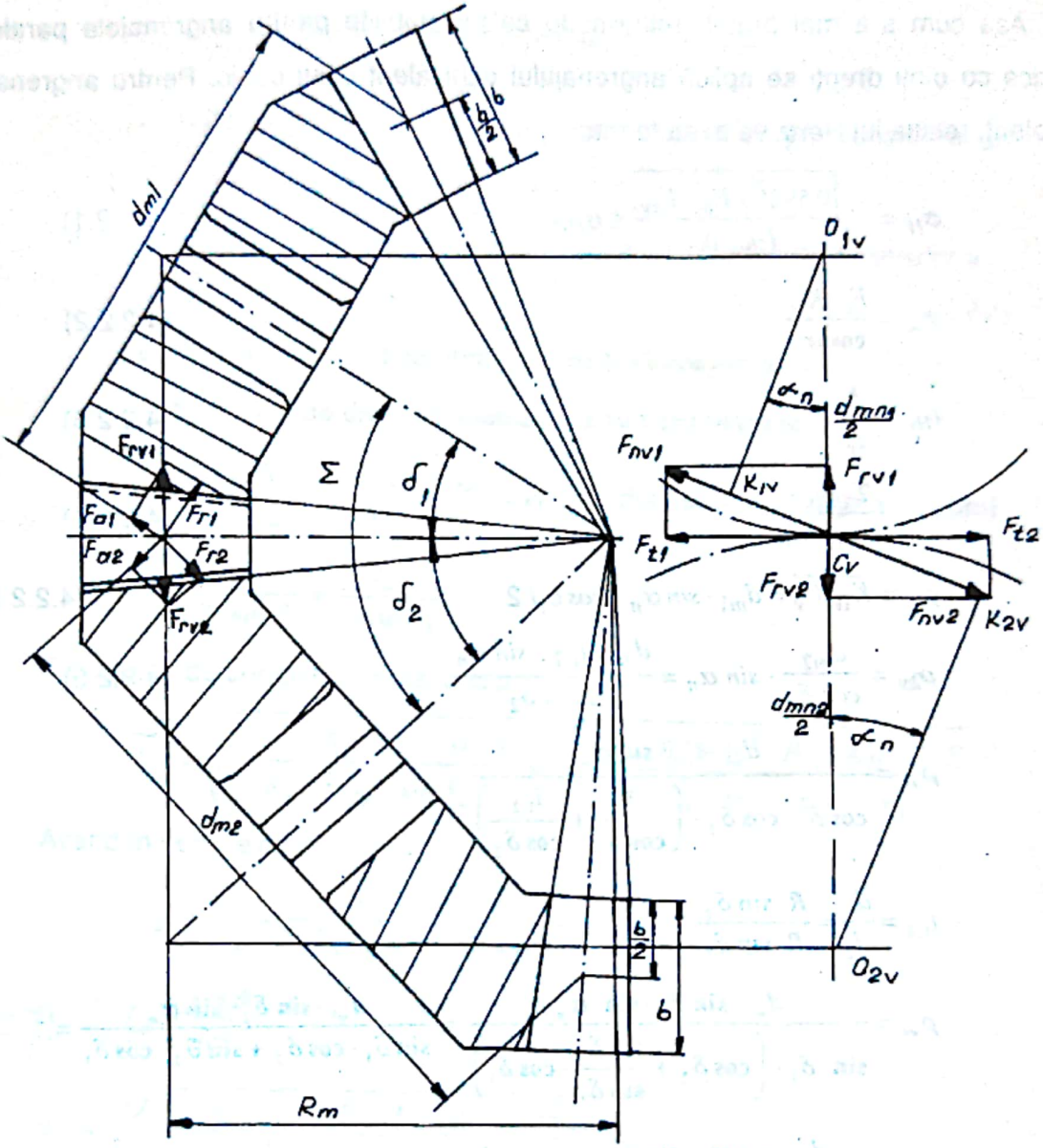


Figura 4.1.2.1 - Angrenajul echivalent angrenajului conic cu dinți drepți și forțele din angrenare

Scanned with OKEN Scanner

4.2.2. Calculul angrenajelor concurente conice octoidale cu dinți drepți la solicitările de contact ale flancurilor dinților

Așa cum s-a mai arătat, relațiile de calcul stabilite pentru angrenajele paralele cilindrice cu dinți drepți se aplică angrenajului echivalent celui conic. Pentru angrenajul echivalent, relația lui Hertz va avea forma:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{0{,}592^2 \cdot E_e \cdot F_{nv}}{l_{Hv} \cdot \rho_{ev}}} \le \sigma_{HP} \qquad (4.2.2.1)$$

$$F_{nv} = \frac{F_t \cdot K_H}{\cos \alpha_n} \qquad (4.2.2.2)$$

$$l_{Hv} = \frac{b}{z_\varepsilon^2} \qquad (4.2.2.3)$$

$$\rho_{ev} = \frac{2 \cdot \rho_{1v} \cdot \rho_{2v}}{\rho_{1v} + \rho_{2v}} \qquad (4.2.2.4)$$

$$\rho_{1v} = \overline{K_{1v} C_v} = d_{m1} \cdot \sin \alpha_n / \cos \delta_1 / 2 \qquad (4.2.2.5)$$

$$\rho_{2v} = \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2} \cdot \sin \alpha_n = \frac{d_{m1} \cdot i_{1,2} \cdot \sin \alpha_n}{2 \cos \delta_2} \qquad (4.2.2.6)$$

$$\rho_{ev} = \frac{d_{m1} \cdot i_{1,2} \cdot \sin \alpha_n}{\cos \delta_1 \cdot \cos \delta_2 \cdot \left(\frac{1}{\cos \delta_1} + \frac{i_{1,2}}{\cos \delta_2} \right)}$$

dar: $$i_{1,2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{R \cdot \sin \delta_2}{R \cdot \sin \delta_1}$$

$$\rho_{ev} = \frac{d_{m1} \cdot \sin \delta_2 \cdot \sin \cdot \alpha_n}{\sin \cdot \delta_1 \cdot \left(\cos \delta_2 + \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} \cdot \cos \delta_1 \right)} = \frac{d_{m1} \cdot \sin \delta_2 \cdot \sin \alpha_n}{\sin \delta_1 \cdot \cos \delta_2 + \sin \delta_2 \cdot \cos \delta_1} =$$

$$= \frac{d_{m1} \cdot \sin \alpha_n \cdot \sin \delta_2}{\sin \Sigma} \qquad (4.2.2.7)$$

Tensiunea nominală de contact va avea expresia:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{0{,}175 \cdot E_e \cdot 2 \cdot F_t \cdot K_H \cdot \sin \Sigma \cdot Z_\varepsilon^2}{\sin \alpha_n \cdot \cos \alpha_n \cdot d_{m1} \cdot \sin \delta_2 \cdot b}}$$

Se folosesc notațiile:

Scanned with OKEN Scanner

$$Z_E^2 = \frac{1}{\pi\left(\frac{1-\upsilon_1^2}{E_1} + \frac{1-\upsilon_2^2}{E_2}\right)} = 0{,}175 \cdot E_e =$$ factorul influenței elasticității materialelor

$$Z_H^2 = \frac{2}{\sin\alpha_n \cdot \cos\alpha_n} =$$ factorul influenței formei flancurilor dinților

$Z^2 = Z_E^2 \cdot Z_H^2 \cdot Z_\varepsilon^2 =$ factorul de influență global asupra solicitărilor de contact

$Z_\varepsilon^2 =$ factorul gradului de acoperire

Se mai fac și o serie de transformări în funcție de unele relații geometrice:

$$b = \psi_{dm} \cdot d_{m1} \qquad (4.2.2.8)$$

$\psi_{dm} =$ coeficientul diametral median al lățimii danturii

$R, R_m =$ raza de divizare, mediană, a roții plane de referință

$$d_1 = d_{m1} \cdot \frac{R}{R_m} = d_{m1} \cdot \left(1 + \frac{\psi_{Rm}}{2}\right) = m \cdot z_1 =$$ diametrul de divizare (maxim)

$$R_m = \frac{d_{m1}}{2 \cdot \sin\delta_1} = \frac{d_{m2}}{2 \cdot \sin\delta_2}$$

Tensiunea de contact maximă ia aspectele:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{Z^2 \cdot 2 \cdot T_{1H} \cdot K_H \cdot \sin\Sigma}{d_{m1}^3 \cdot \psi_{dm} \cdot \sin\delta_2}} = \sqrt{\frac{Z^2 \cdot 2 \cdot 9{,}55 \cdot 10^6 \cdot P_{1H} \cdot K_H \cdot \sin\Sigma}{d_{m1}^3 \cdot \psi_{dm} \cdot \sin\delta_2 \cdot n_1}}$$

Având în vedere că:

$$\psi_{dm} = \frac{b}{d_{m1}} = \frac{b}{2 \cdot R_m \cdot \sin\delta_1} = \frac{\psi_{Rm}}{2 \cdot \sin\delta_1}$$

și $i_{1,2} = \dfrac{\sin\delta_2}{\sin\delta_1}$

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{Z^2 \cdot 4 \cdot 9{,}55 \cdot 10^6 \cdot P_{1H} \cdot K_H \cdot \sin\Sigma \cdot \sin\delta_1}{d_{m1}^3 \cdot \psi_{Rm} \cdot n_1 \cdot \sin\delta_2}} =$$

$$= \sqrt{\frac{Z^2 \cdot 38{,}2 \cdot 10^6 \cdot P_{1H} \cdot K_H \cdot \sin\Sigma}{d_{m1}^3 \cdot \psi_{Rm} \cdot n_1 \cdot i_{1,2}}} \qquad (4.2.2.9)$$

Pentru angrenajele ortogonale, $\Sigma = 90°$; $\sin\Sigma = 1$

$$tg\,\delta_2 = i_{1,2} \qquad \text{și} \qquad tg\,\delta_1 = \frac{1}{i_{1,2}}$$

Scanned with OKEN Scanner

$$\sin \delta_2 = \frac{i_{1,2}}{\sqrt{i_{12}^2 + 1}}$$

$$\sin \delta_1 = \frac{\frac{1}{i_{1,2}}}{\sqrt{\frac{1}{i_{1,2}^2} + 1}} = \frac{1}{\sqrt{i_{1,2}^2 + 1}}$$

$$\psi_{dm} = \frac{\psi_{Rm} \sqrt{i_{1,2}^2 + 1}}{2}$$

$$R_m = d_{m1} \cdot \frac{\sqrt{i_{1,2}^2 + 1}}{2}$$

$$\sigma_{H(90°)} = \sqrt{\frac{Z^2 \cdot 2 \cdot T_{1H} \cdot K_H \cdot \sqrt{i_{1,2}^2 + 1}}{d_{m1}^3 \cdot \psi_{dm} \cdot i_{1,2}}} \leq \sigma_{HP} \qquad (4.2.2.10)$$

Relațiile de dimensionare se referă la d_{m1}, R, R_m, d_1.

$$d_{m1} = \sqrt[3]{\frac{38{,}2 \cdot 10^6 \cdot P_{1H} \cdot K_H \cdot Z^2 \cdot \sin \Sigma}{\psi_{Rm} \cdot n_1 \cdot i_{1,2} \cdot \sigma_{HP}^2}} \qquad (4.2.2.11)$$

Sarcina capabilă:

$$P_{1H}\ cap = \frac{n_1 \cdot b \cdot d_{m1}^2 \cdot \sin \delta_2 \cdot \sigma_{HP}^2}{19{,}1 \cdot 10^6 \cdot K_H \cdot \sin \Sigma \cdot Z^2} \qquad (4.2.2.12)$$

sau, momentul de torsiune capabil:

$$T_{1H} cap = \frac{d_{m1}^3 \cdot \psi_{dm} \cdot \sin \delta_2}{2 \cdot K_H \cdot \sin \Sigma} \cdot \left(\frac{\sigma_{HP}}{Z}\right)^2 \qquad (4.2.2.13)$$

Calculul la suprasarcini, considerate sarcini statice de contact, se face cu aceleași relații, în care se înlocuiesc:

σ_H se înlocuiește cu $\sigma_{H\,st}$

σ_{HP} se înlocuiește cu $\sigma_{HP\,st}$

P_{1H} se înlocuiește cu $P_{1H\,max}$

T_{1H} se înlocuiește cu $T_{1H\,max}$

În urma acestor înlocuiri, se obțin relații de forma:

$$\sigma_{H\,st} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{1H\,max}}{T_{1H}}} \leq \sigma_{HP\,st} \qquad (4.2.2.14)$$

Scanned with OKEN Scanner

sau:

$$d_{m1s} = \sqrt[3]{\frac{38{,}2 \cdot 10^6 \cdot P_{1H\,max} \cdot K_H \cdot \sin\Sigma \cdot Z^2}{\psi_{Rm} \cdot n_1 \cdot i_{1,2} \cdot \sigma^2_{HPst}}} = d_{m1} \cdot \sqrt[3]{\frac{\sigma^2_{HP}}{\sigma^2_{HPst}} \cdot \frac{P_{1H\,max}}{P_{1H}}} \qquad (4.2.2.15)$$

4.2.3. Calculul angrenajelor concurente conice octoidale cu dantură dreptă la solicitările de încovoiere a dinţilor

Calculele se referă la dinţii roţilor cilindrice echivalente.

Forţa normală pe dintele roţii echivalente în faza de angrenare bipară (la intrarea sau la ieşirea din angrenare) se determină cu relaţia:

$$F_{nv} = \frac{F_t}{\cos\alpha_n}$$

Componenta tangenţială (care produce solicitarea de încovoiere):

$$F_{tFv} = \frac{F_t \cdot \cos\alpha_{Fav}}{\cos\alpha_n} \qquad (4.2.3.1)$$

Momentul de încovoietor:

$$M_i = F_{tFv} \cdot h_{Fav}$$

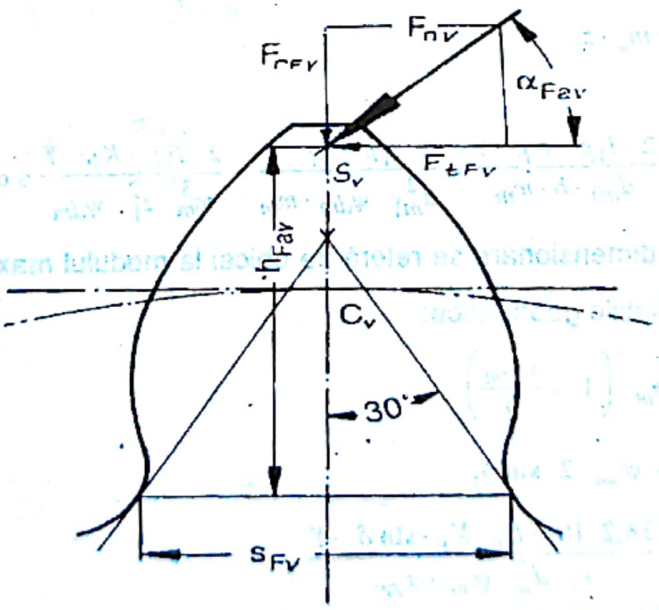


Figura 4.2.3.1 - Solicitarea de încovoiere a dintelui roţii echivalente

Scanned with OKEN Scanner

Modulul de rezistență normal al secțiunii periculoase de la baza dintelui:

$$W_z = \frac{b \cdot s_{Fv}^2}{6 \cdot Y_\varepsilon}$$

Înălțimea secțiunii periculoase, s_{Fv} este determinată de punctele de tangență ale unor drepte înclinate cu 30° față de axa dintelui cu racordarea de la piciorul dintelui.

Tensiunea maximă nominală de încovoiere:

$$\sigma_F = \frac{6 \cdot F_{tFv} \cdot K_F \cdot Y_\varepsilon \cdot h_{Fav}}{b \cdot s_{Fv}^2} = \frac{6 \cdot \frac{h_{Fav}}{m_m} \cdot \cos \alpha_{Fav}}{\left(\frac{s_{Fv}}{m_m}\right)^2 \cdot \cos \alpha_n} \cdot \frac{F_t \cdot K_F}{b \cdot m_m} \cdot Y_\varepsilon \le \sigma_{FP} \qquad (4.2.3.2)$$

Notând cu Y factorul global de influență:

$Y = Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon$ factorii având semnificații analoage celor specificate în cap.2.2.9, dar determinați pentru numărul de dinți echivalent al roții conice:

$$z_{n1,2} = \frac{z_{1,2}}{\cos \delta_{1,2}}$$

În continuare, se mai fac și următoarele înlocuiri:

$$b = d_{m1} \cdot \psi_{dm} = R_m \cdot \psi_{Rm} = \frac{d_{m1} \cdot \psi_{Rm}}{2 \cdot \sin \delta_1}$$

$$d_{m1} = m_m \cdot z_1$$

Rezultă:

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot T_{1F} \cdot K_F \cdot Y}{d_{m1} \cdot b \cdot m_m} = \frac{2 \cdot T_{1F} \cdot K_F \cdot Y}{d_{m1}^2 \cdot \psi_{dm} \cdot m_m} = \frac{2 \cdot T_{1F} \cdot K_F \cdot Y}{m_m^3 \cdot z_1^2 \cdot \psi_{dm}} \le \sigma_{FP} \qquad (4.2.3.3)$$

Relațiile de dimensionare se referă de obicei la modulul maxim sau la cel median, între care există relațiile geometrice:

$$m = m_m \cdot \left(1 + \frac{\psi_{Rm}}{2}\right)$$

$$\psi_{Rm} = \psi_{dm} \cdot 2 \cdot \sin \delta_1$$

$$m_m = \frac{38{,}2 \cdot 10^6 \cdot P_{1F} \cdot K_F \cdot \sin \delta_1 \cdot Y}{n_1 \cdot d_{m1}^2 \cdot \psi_{Rm} \cdot \sigma_{FP}} \qquad (4.2.3.4)$$

sau:

$$m_m \ge \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_{1F} \cdot K_F \cdot Y}{\psi_{dm} \cdot z_1^2 \cdot \sigma_{FP}}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 9{,}55 \cdot 10^6 \cdot P_{1F} \cdot K_F \cdot Y}{\psi_{dm} \cdot z_1^2 \cdot n_1 \cdot \sigma_{FP}}} \qquad (4.2.3.5)$$

Scanned with OKEN Scanner

$$m \geq \left(1 + \frac{\psi_{Rm}}{2}\right) \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot T_{1F} \cdot K_F \cdot Y \cdot \sin \delta_1}{\psi_{Rm} \cdot z_1^2 \cdot \sigma_{FP}}} \qquad (4.2.3.6)$$

Sarcina capabilă se poate calcula cu o relaţie de forma:

$$P_{1F\,cap} = \frac{n_1 \cdot z_1^2 \cdot m_m^3 \cdot \psi_{dm}}{19{,}1 \cdot 10^6 \cdot K_F} \cdot \left(\frac{\sigma_{FP}}{Y}\right)_{1,2\,min} \qquad (4.2.3.7)$$

(valoarea minimă corespunzătoare roţii 1 sau 2)

Calculul la suprasarcinile de încovoiere, considerate sarcini statice, se face cu aceleaşi relaţii în care se înlocuiesc:

σ_F se înlocuieşte cu σ_{Fst}

σ_{FP} se înlocuieşte cu $\sigma_{FP\,st}$

P_{1F} se înlocuieşte cu $P_{1F\,max}$

T_{1F} se înlocuieşte cu $T_{1F\,max}$

Rezultă:

$$\sigma_{Fst} = \sigma_F \cdot \frac{T_{1F\,max}}{T_{1F}} \leq \sigma_{FPst} \qquad (4.2.3.8)$$

$$m_{st} = m \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{1F\,max}}{T_{1F}} \cdot \frac{\sigma_{FP}}{\sigma_{FP\,st}}} \qquad (4.2.3.9)$$

sau:

$$P_{1F\,max\,cap} = P_{1F\,cap} \cdot \frac{\sigma_{FPst}}{\sigma_{FP}} \qquad (4.2.3.10)$$

Scanned with OKEN Scanner

4.3. DIMENSIONAREA ŞI VERIFICAREA (ALTGORITMI DE CALCUL) ANGRENAJELOR CONCURENTE CONICE OCTOIDALE CU DANTURĂ ÎNCLINATĂ

(PENTRU DANTURA DREAPTĂ, $\beta_m = 0$; SIMBOLURILE DIFERITE SUNT ÎN PARANTEZE)

A. Date iniţiale din tema de proiectare

Nr. crt.	Denumirea elementului	Simbol	U.M.	Relaţia de calcul sau indicaţia de adoptare	Obs. Exemplu
0	1	2	3	4	5
1	Puterea nominală la roata conducătoare (1)	P_1	kW		
2	Turaţia roţii 1	n_1	rot/min		
3	Raportul de transmitere	$i_{1,2}$	-		
4	Condiţii de funcţionare	-	-	Motor, maşina de lucru	
5	Momentul se aplică într-un sens sau în ambele sensuri	-	-	Cazul de solicitare II sau III la încovoiere	
6	Sarcina maximă (de vârf)	$P_{1\,max}$	kW		
7	Durabilitatea prescrisă	L_h	ore		
8	Unghiul dintre axe	Σ	grade		
9	Unghiul de înclinare median	β_m (-)	grade		la danturi drepte sau ZEROL $\beta_m = 0$

B. date iniţiale adoptate sau calculate

Nr. crt.	Denumirea elementului	Simbol	U.M.	Relaţia de calcul sau indicaţia de adoptare	Obs. Exemplu
0	1	2	3	4	5
1	Unghiul conului de divizare al roţii 1	δ_1	grade	$\delta_1 = arc\,tg\left(\frac{\sin\Sigma}{i_{1,2} + \cos\Sigma}\right)$	
2	Coeficientul diametral al lăţimii danturii (median) preliminar	Ψ_{dm} (Ψ_d)	-	$\Psi_{dm} = b/d_{m1}$ - conform tab.8.1 STAS 12268-84sau ANEXA 10	
3	Coeficientul radial median al lăţimii danturii (preliminar)	Ψ_{Rm}	-	$\Psi_{Rm} = b/R_m = \Psi_{dm} \cdot 2 \sin\delta_1$ Se recomandă: la reductoare de tip uşor: $\Psi_{Rm} = 0{,}285 \div 0{,}35$ de tip mijlociu: $\Psi_{Rm} = 0{,}35 \div 0{,}4$ de tip greu: $\Psi_{Rm} = 0{,}4 \div 0{,}5$	
4	Unghiul de presiune de referinţă frontal	α_{tm} (α)		$\alpha_{tm} = arc\,tg\left(\frac{tg\,\alpha_n}{\cos\beta_m}\right)$ $\alpha_n = 20^\circ = \alpha$	
5	Unghiul de înclinare de bază	β_{bm} (-)		$\beta_{bm} = arcsin(\sin\beta_m / \cos\alpha_{tm})$	
6	Momentul de torsiune la roata 1	T_1	N · mm	$T_1 = 9550000 \cdot P_1/n_1$	

Scanned with OKEN Scanner

0	1	2	3	4	5
7	Diametrul de divizare median al roții 1 (aproximat)	d'_{m1}	mm	$d'_{m1} = (0{,}5...1{,}5)\sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot \sin \Sigma}{\sin \delta_2}}$ (0,5...1,5 în funcție de duritatea materialului)	
8	Viteza periferică mediană la roata 1, aproximată	v'_{m1}	m/s	$v'_{m1} = d'_{m1} \cdot n_1/19100$	
9	Treapta de precizie cinematică	TPC	-	conform STAS 12192-84 STAS 6460-81sau ANEXA 1	
10	Treapta de precizie după criteriul funcționării line	TPL	-	conform STAS 12192-84 STAS 6460-81 sau ANEXA 1	
11	Treapta de precizie după criteriul contactului dintre dinți	TPK	-	conform STAS 12192-84 STAS 6460-81 sau ANEXA 1	
12	Tipul ajustajului	TAJ	-	conform STAS 12192-84 STAS 6460-81 sau ANEXA 1	
13	Tipul toleranței jocului dintre flancuri	TJF	-	conform STAS 12192-84 STAS 6460-81 sau ANEXA 1	
14	Rugozitatea flancurilor dinților	R_a	μm	$R_z = 4{,}5 \cdot R_a^{0,97}$ conform STAS 12192-84	
15	Rugozitatea zonelor de racordare la piciorul dinților	R_{af}	μm	$R_z = 4{,}5 \cdot R_a^{0,97}$ conform STAS 12192-84	
16	Vâscozitatea cinematică a lubrifiantului	υ_{50}	mm^2/s		

1. Stabilirea materialelor, tratamentelor și a tensiunilor admisibile (prel.)

Nr. crt.	Denumirea elementului	Simbol	U.M.	Relația de calcul sau indicația de adoptare	Obs. Exemplu
0	1	2	3	4	5
1.1	Materialul roților dințate 1 și 2	-	-	Tabel 6.3 STAS 12268-84 sau ANEXA 2	
1.2	Tratamente termice sau termochimice	-	-	Tabel 6.3 STAS 12268-84 sau ANEXA 2	
1.3	Duritatea flancurilor dinților	D_f	MPa	Tabel 6.3 STAS 12268-84 sau ANEXA 2	
1.4	Duritatea miezului	D_m	MPa	Tabel 6.3 STAS 12268-84 sau ANEXA 2	
1.5	Rezistența la oboseala de contact de bază	σ_{Hlimb}	MPa	Tabel 6.4 STAS 12268-84 sau ANEXA 5	
1.6	Rezistența la oboseala de încovoiere de bază	σ_{Flimb}	MPa	Tabelele 7.1; 7.2; 7.3; 7.4 STAS I2268-84 sau ANEXA 6	
1.7	Factorul de material global preliminar	Z'_σ		Se adoptă egal 1	

Scanned with OKEN Scanner

0	1	2	3	4	5
1.8	Factorul de siguranță admis la contact	S_{HP} S_{HPst}	-	Tabel 6.1 STAS 12268-84 sau ANEXA 7	uzual: 1,15 max 1,5
1.9	Tensiunea admisibilă la solicitarea de oboseală de contact (preliminară)	σ'_{HP}	MPa	$\sigma'_{HP} = z'_{\sigma} \cdot \sigma_{H\,lim\,b} / S_{HP}$	
1.10	Factorul de material global preliminar (încov.)	Y'_{σ}	-	Se adoptă egal cu 1,3	1,3 pt.OL max 1,7
1.11	Factorul de siguranță admis la încovoiere	S_{FP} S_{FPst}	-	Tabel 6.1 STAS 12268-84 sau ANEXA 7	uzual: *1,25* max *2,5*
1.12	Tensiunea admisibilă la solicitarea de oboseală de încovoiere (preliminară)	σ'_{FP}	MPa	$\sigma'_{FP} = Y'_{\sigma} \cdot \sigma_{F\,lim\,b} / S_{FP}$	
1.13	Factorul duratei de funcționare la suprasarcini de contact	Z_{Nst}		Tabel 1.1 STAS 12268-84 sau ANEXA 3	
1.14	Factorul duratei de funcționare la suprasarcini de încovoiere	Y_{Nst}		Tabel 1.1 SATS 12268-84 sau ANEXA 4	Z_w din ANEXA 19 pct.4
1.15	Tensiunea admisibilă la suprasarcini de contact	σ_{HPst}	MPa	$\sigma_{HPst} = \sigma_{Hlimb} \cdot Z_{nst}\, Z_w / S_{HPst}$	*uzual:* $Z_w = 1$
1.16	Tensiunea admisibilă la suprasarcini de încovoiere (preliminar)	σ'_{FPst}	MPa	$\sigma'_{FPst} = \sigma_{Flimb} \cdot Y'_{\delta st} \cdot Y_{Nst} / S_{FPst}$	uzual: $Y'_{\delta st} = 1,5...2.5$ $Y'_{\delta stmax} = 3,5$
1.17	Verificarea condiției de calcul la oboseala de contact	-	-	$(P_1 / P_{1max}) \geq (\sigma'_{HP} / \sigma_{HPst})^2$	
1.18	Verificarea condiției de calcul la oboseala de încovoiere	-	-	$(P_1 / P_{1max}) \geq (\sigma'_{FP} / \sigma'_{FPst})$	
1.19	Numărul de cicluri de solicitări la contact de bază	N_{HB}	-	Tabel 1.1 STAS 12268-84 sau ANEXA 3	
1.20	Numărul de cicluri de solicitări la încovoiere de bază	N_{FB}	-	Tabel 1.1 STAS 12268-84 sau ANEXA 4	
1.21	Numărul de cicluri de solicitări prescris	N_E	-	$N_E = 60 \cdot n_1 \cdot L_h$	
1.22	Verificarea condiției de calcul la durabilitate nelimitată	-	-	$N_E \geq N_{HB}$ *(DA → $Z_N = 1$)* $N_E \geq N_{FB}$ *(DA → $Y_N = 1$)*	

OBSERVAȚII: dacă relațiile 1.17 și 1.18 nu sunt îndeplinite, dimensionarea sau verificarea va trebui făcută și în raport cu suprasarcinile (calculul la solicitări statice maxime), rel.2 st. și 3 st. Dacă relațiile 1.22 nu sunt îndeplinite, se va calcula la durabilitate limitată, sau specificându-se acest lucru, se poate face calculul la durabilitate nelimitată. (rel.6.24 și 6.29 și ANEXELE 19 și 20).

Scanned with OKEN Scanner

2. Predimensionarea angrenajelor concurente conice din condiția de rezistență la solicitari de oboseală de contact

Nr crt	Denumirea elementului	Simbol	U.M	Relația de calcul sau indicația de adoptare	Obs. Exemplu
0	1	2	3	4	5
2.1	Factorul de utilizare motor	K_{Am}	-	Tabel 2.1 STAS 12268-84 sau ANEXA 8	
2.2	Factorul de utilizare mașină de lucru	K_{Al}	-	Tabel 2.2 STAS 12268-84 sau ANEXA 8	
2.3	Factorul dinamic (preliminar)	K'_v	-	Tabel 3.4 STAS 12268-84 sau ANEXA 9.2	
2.4*	Factorul modular median al lățimii danturii (preliminar)	Ψ'_{mm}	-	$\Psi'_{mm} = \Psi'_{dm} \cdot z'_1$	
2.5	Factorul repartiției sarcinii pe lățimea danturii (preliminar)	$K'_{H\beta}$	-	Tabel 4 sau fig.4.6 STAS 12268-84 sau ANEXA 11.5	
2.6	Factorul repartiției sarcinii între dinți, la contact (preliminar)	$K'_{H\alpha}$	-	Tabel 5 STAS 12268-84 sau ANEXA 12	
2.7	Factorul global al sarcinii (preliminar)	$K'_H = K'_F$	-	$K'_H = K'_F = K'_{Am} \cdot K_{Al} \cdot K'_v \cdot K'_{H\beta} \cdot K'_{H\alpha}$	
2.8	Factorul de material	Z_E	$\sqrt{MPa}$	Tabel 6.2 STAS 12268-84 sau ANEXA 13	pentru OȚEL $z_E = 189,8$
2.9	Factorul lungimii de contact (preliminar)	Z'_ε	-	Tabel 6 pct. 3 STAS 12268-84	$z'_\varepsilon \approx 0,94$
2.10	Factorul de formă a flancurilor (preliminar)	Z'_H	-	Tabel 6 pct.1 STAS 12268-84	$z'_H \approx 2,4$
2.11	Factorul de influență a înclinării dinților	Z_β	-	$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta_m}$	
2.12	Factorul global al zonei de contact (preliminar)	Z'	$\sqrt{MPa}$	$Z' = Z_E \cdot Z'_\varepsilon \cdot Z'_H \cdot Z_\beta$	
2.13	Diametrul de divizare median necesar al roții 1	d''_{m1}	mm	$d_{m1} \geq \sqrt[3]{\frac{38,2 \cdot 10^6 \cdot P_1 \cdot K'_H \cdot Z'^2 \cdot \sin \Sigma}{\Psi'_{Rm} \cdot n_1 \cdot i_{1,2} \cdot \sigma^2_{HP}}}$	
2.14	Diametrul de divizare (maxim) necesar al roții	d''_1	mm	$d''_1 = d''_{m1} \cdot (1 + \Psi'_{Rm}/2)$	

OBSERVAȚII: * Recomandări pentru alegerea numărului de dinți ai roții mici, z_1.

i_{12}	1	2	3	4	5	6
z'_1	18...40	15...30	12...23	10...18	8...14	6...10

Valoarea numărului de dinți z_1 se adoptă pentru danturi drepte și îmbunătățite spre limita superioară, iar pentru danturi curbe durificate superficial spre limita inferioară.

Dacă suprasarcinile de contact au valori mari și relația 1.17 nu este satisfăcută, trebuie făcute calcule conform tabel 2.st.

Scanned with OKEN Scanner

3. Predimensionarea angrenajelor concurente conice din condiția de reziztență la solicitarea de oboseală prin încovoiere (se presupune factorul $K'_F = K'_H$ din 2.7)

Nr. crt.	Denumirea elementului	Simbol	U.M.	Relația de calcul sau indicația de adoptare	Obs. Exemplu
3.1	Factorul de formă a dinților (preliminar)	Y'_{Fa}	-	Fig.7.6 STAS 12268-84 sau ANEXA 15	prelim. $Y'_{Fa}=2,7$
3.2	Factorul concentratorului de tensiune la piciorul dintelui (preliminar)	Y'_{Sa}	-	Fig.7.11 STAS 12268-84 sau ANEXA 16	prelimi. $Y'_{Sa}=1,7$
3.3	Factorul înclinării dinților (preliminar)	Y'_β	-	$Y'_\beta=1-\varepsilon'_\beta\cdot\beta'_m/120^\circ \geq 0,75$	prelim. $Y'_\beta=0.75$ (1)
3.4	Factorul gradului de acoperire (preliminar)	Y'_ε	-	$Y'_\varepsilon = 0,25 + 0,75/\varepsilon'_\alpha$	$Y'_\varepsilon \approx 0,8$ pentru $\varepsilon'_\alpha = 1,4$
3.5	Factorul de formă global (preliminar)	Y'	-	$Y' = Y'_{Fa}\cdot Y'_{Sa}\cdot Y'_\varepsilon\cdot Y'_\beta$	
3.6	Modulul median normal minim necesar din condiția de rezistență la încovoiere de oboseală (preliminar)	m'_{nm}	mm	$m'_{nm} = \frac{38200000\cdot P_1\cdot K'_F\cdot Y'\cdot \sin\delta_1}{d''^2_{m1}\cdot n_1\cdot \psi_{Rm}\cdot \sigma_{FP}}$	
3.7	Modulul frontal (maxim) minim necesar	m'_t (m')	mm	$m'_t = \frac{m'_{nm}}{\cos\beta_m}\left(1+\psi_{Rm}/2\right)$	

OBSERVAȚII: Dacă nu este îndeplinită condiția de calcul la oboseală de încovoiere (tabelul 1 poz.18)m(modulul)trebuie recalculat din condiția de rezistență la suprasarcini de încovoiere, conform tabelului 3.st.

2.st. Predimensionarea din condiția de rezistență la solicitările prin suprasarcini de contact (este necesar numai dacă nu este îndeplinită condiția 1.17).

Nr crt	Denumirea elementului	Simbol	U.M	Relația de calcul sau indicația de adoptare
2.st.1	Diametrul de divizare median al roții (preliminar)	d'''_{m1}	mm	$d'''_{m1} = d''_{m1}\sqrt[3]{\frac{\sigma'^2_{HP}}{\sigma^2_{HPst}}\cdot\frac{P_{1max}}{P_1}}$
2.st.2	Diametrul de divizare necesar	d^*_1	mm	$d^*_1 = max\,(d''_{m1}, d'''_{m1})\cdot(1+\Psi'_{Rm}/2)$

3.st. Predimensionarea din condiția de rezistență la suprasarcini de încovoiere (este necesară numai dacă nu este îndeplinită condiția din Tabelul 1 poz.18).

Nr crt	Denumirea elementului	Simbol	U.M	Relația de calcul sau indicația de adoptare
3.st.1	Modulul median normal minim necesar din condiția de rezistență la suprasarcini de încovoiere (preliminar)	m''_{nm}	mm	$m''_{nm} = m'_{nm}\cdot\frac{P_{1max}}{P_1}\cdot\frac{\sigma'_{FP}}{\sigma'_{FPst}}$
3.st.2	Modulul maxim necesar	m^*_t (m^*)	mm	$m^*_t = max\left(m'_{nm}, m''_{nm}\right)\cdot\frac{1+\Psi'_{Rm}/2}{\cos\beta_m}$

4. Studiul ge

Nr. crt.	D
0	
4.1	Mod $z_1 =$
4.2	Mod
4.3*	Num dința
4.4	Num dința
4.5	Eroa trans
4.6	Ungh ale r
4.7	Ungh de ba
4.8	Num echiv
4.9**	Coefi de pr
4.10***	Coefi profil
4.11	Lățim

Scanned with OKEN Scanner

4. Studiul geometric al angrenajului concurent conic și alegerea variantei optime

Nr. crt.	Denumirea elementului	Simbol	U.M	Relația de calcul sau indicația de adoptare
0	1	2	3	45
4.1	Modulul frontal (maxim) pentru $z_1 = 20$	m_{t20} (m_{20})	mm	$m_{t20} = d^*_1/20$
4.2	Modulii STAS adoptabili	m_e	mm	conform STAS 822-82 (variante)
4.3*	Numărul de dinți ai roții dințate 1	z_1	-	$z_1 = Int.(d^*_1/m_e)$
4.4	Numărul de dinți ai roții dințate 2	z_2	-	$z_2 = Int.(i_{12} \cdot z_1) \pm 1$
4.5	Eroarea raportului de transmitere	Δi_{12}	-	$\Delta i_{12} = \left\lvert \frac{z_2 / z_1 - i_{12}}{i_{12}} \right\rvert \cdot 100 \le 3$
4.6	Unghiurile conurilor de divizare ale roților angrenajului adoptat	δ_1 δ_2	grade	$\delta_1 = arc\,tg\left(\frac{\sin\Sigma}{\frac{z_2}{z_1} + \cos\Sigma}\right)$ $\delta_2 = arc\,tg\left(\frac{\frac{z_2}{z_1}\sin\Sigma}{1 + \frac{z_2}{z_1}\cdot\cos\Sigma}\right)$
4.7	Unghiul de înclinare pe cilindrul de bază al danturii echivalente	β_{vb}	grade	$\beta_{vb} = arc\sin\left(\sin\beta_m \cdot \cos\alpha_n\right)$
4.8	Numerele de dinți ale roților echivalente	z_{n1} z_{n2}	-	$z_{n1} = z_1 / \left(\cos\delta_1 \cdot \cos\beta_m \cdot \cos^2\beta_{vb}\right)$ $z_{n2} = z_2 / \left(\cos\delta_2 \cdot \cos\beta_m \cdot \cos^2\beta_{vb}\right)$
4.9**	Coeficienții deplasării radiale de profil	x_{r1} x_{r2}	-	Deplasările specifice de profil $x_{r1} \le 0,57$ cresc cu i_{12} și cu scăderea numărului de dinți z_1 (conform tabelului 4.1) $x_{r2} = -x_{r1}$
4.10***	Coeficienții deplasărilor de profil tangențiale	x_{t1} x_{t2}	- -	$x_{t1} \le 0,3$ pentru z_1 f.mic (5...7) (conform tabelului 4.2) $x_{t2} = -x_{t1}$
4.11	Lățimea necesară a danturii	b_{nec}	mm	$b_{nec} = \frac{m \cdot z_1 \cdot \Psi'_{Rm}}{2 \cdot \left(1 + \Psi'_{Rm}/2\right)\sin\delta_1}$ sau: $b_{nec} = m \cdot z_1 \cdot \Psi'_{dm} / \left(1 + \Psi'_{Rm}/2\right)$

Scanned with OKEN Scanner

0	1	2	3	4
4.12	Lățimea danturii	b	mm	$b \geq b_{nec}$
4.13	Factorul radial median al lățimii danturii	ψ_{Rm}	–	$\psi_{Rm} = \frac{2 \cdot b \cdot \sin\delta_1}{m \cdot z_1 - b \cdot \sin\delta_1}$
4.14	Lungimea exterioară a generatoarei de divizare	R	mm	$R = z_1 \cdot m_e/(2 \sin \delta_1)$
4.15	Varianta optimă	–	–	

OBSERVAȚII: * Numerele de dinți ai roților se aleg conform OBSERVAȚIILOR de sub Tabelul 2, astfel încât să nu aibă divizori comuni. $z_1 = 8...19$ pentru danturi durificate și $z_1 = 17...26$ pentru danturi normalizate sau îmbunătățite.

** Deplasările specifice de profil radiale sunt calculate în tabelul 4.1 din condiția egalizării alunecărilor la baza dinților.

*** Deplasările specifice de profil tangențiale sunt calculate în tabelul 4.2 din condiția de egală rezistență la încovoiere. Pentru danturi drepte: $x_r = x_{rn}$.

Scanned with OKEN Scanner

Tabel 4.1

Valori recomandate pentru deplasarea specifică radială normală de profil x_{rn1} la angrenaje conice ortogonale ($\Sigma = 90^0$) cu deplasări de profil compensate $x_{rn2} = x_{rn1}$)

Unghiul de inclinare median	Numărul de dinți la roata mică	La rapoarte de transmitere i_{12}											
		1	1,05	1,1	1,15	1,20	1,30	1,40	1,60	2,00	3,00	5,00	≥6,0
β_m	z_1	Se recomandă $x_{rn2} = -x_{rn1}$											
0	(12)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,52	0,55	0,57
	13	-	-	-	-	-	-	-	-	0,46	0,50	0,53	0,54
	14	-	-	-	-	-	-	0,35	0,38	0,43	0,48	0,51	0,52
	15	-	-	-	-	0,18	0,24	0,30	0,36	0,41	0,47	0,49	0,50
	16	-	-	0,10	0,12	0,16	0,20	0,28	0,34	0,40	0,45	0,48	0,48
	18	0	0,05	0,09	0,11	0,15	0,18	0,26	0,32	0,37	0,43	0,45	0,46
	20	0	0,05	0,08	0,10	0,13	0,16	0,23	0,30	0,35	0,40	0,43	0,44
	22	0	0,04	0,07	0,09	0,12	0,14	0,22	0,28	0,32	0,38	0,40	0,42
	24	0	0,04	0,06	0,09	0,11	0,13	0,20	0,26	0,30	0,35	0,37	0,38
	30	0	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12	0,18	0,22	0,26	0,31	0,33	0,35
	40	0	0,03	0,05	0,07	0,08	0,09	0,14	0,18	0,21	0,25	0,28	0,30
25°	10	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,49	0,52	0,54
	11	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,47	0,50	0,52
	12	-	-	-	-	-	-	-	-	0,40	0,45	0,47	0,49
	13	-	-	-	-	-	-	-	0,32	0,35	0,43	0,45	0,47
	14	-	-	-	-	-	-	0,25	0,29	0,33	0,40	0,42	0,45
	15	-	-	-	-	-	0,18	0,20	0,28	0,32	0,39	0,41	0,43
	16	-	-	0,08	0,11	0,13	0,17	0,20	0,27	0,30	0,37	0,39	0,41
	17	-	-	0,08	0,11	0,13	0,16	0,20	0,26	0,28	0,36	0,38	0,40
	18	0	0,04	0,07	0,10	0,12	0,15	0,19	0,25	0,27	0,35	0,37	0,39
	20	0	0,04	0,07	0,10	0,11	0,14	0,18	0,23	0,25	0,32	0,35	0,36
	25	0	0,03	0,06	0,09	0,10	0,13	0,15	0,19	0,22	0,27	0,29	0,31
	30	0	0,03	0,06	0,08	0,09	0,12	0,14	0,18	0,20	0,24	0,26	0,27
	40	0	0,02	0,05	0,06	0,07	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,22	0,25
35°	8	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,48	0,51	0,52
	9	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,46	0,48	0,50
	10	-	-	-	-	-	-	-	-	0,40	0,43	0,45	0,46
	11	-	-	-	-	-	-	-	-	0,38	0,40	0,43	0,45
	12	-	-	-	-	-	-	-	-	0,36	0,38	0,42	0,43
	13	-	-	-	-	-	-	-	0,32	0,34	0,38	0,40	0,40
	14	-	-	-	-	-	-	0,24	0,28	0,32	0,36	0,38	0,38
	15	-	-	-	-	-	0,18	0,20	0,26	0,29	0,35	0,37	0,37
	16	-	-	0,06	0,10	0,12	0,15	0,18	0,24	0,28	0,34	0,35	0,34
	18	0	0,02	0,04	0,08	0,10	0,12	0,18	0,22	0,26	0,32	0,33	0,34
	20	0	0,02	0,04	0,07	0,08	0,11	0,15	0,20	0,24	0,28	0,30	0,32
	25	0	0,02	0,03	0,06	0,07	0,10	0,12	0,17	0,20	0,24	0,26	0,27
	30	0	0,01	0,03	0,05	0,07	0,08	0,11	0,15	0,17	0,20	0,22	0,24
	40	0	0,01	0,03	0,05	0,06	0,07	0,08	0,10	0,14	0,16	0,18	0,23
38°-40°	7	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,68	0,68
40°-42°	6	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,72	0,72
42°-45°	5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,75	0,75

OBSERVAȚII: 1. Tabelul se poate folosi și la angrenaje concurente neortogonale ($\Sigma \neq 90^0$) luîndu-se în considerație raportul de transmitere al angrenajului concurent ortogonal echivalent i_{12ORT} cât și numărul de dinți la roata mică a acestuia z_{1ORT}.

2. Valori intermediare se stabilesc prin interpolare liniară.

Scanned with OKEN Scanner

Tabel 4.2

Valori recomandate pentru deplasarea specifică tangențială de profil x_t la angrenaje concurente conice ortogonale ($\Sigma = 90°$)

Unghiul de înclinare median al dintelui β_m în grade	La rapoarte de transmitere i_{12} =									
	1...1,3	1,3...1,6	1,6...1,9	1,9...2,25	2,25...2,75	2,75..3,5	3,5...4,5	4,5...6	6...8	8...10
	Se recomandă $x_{t2} = -x_{t1}$									
0...15°	-	0,01	0,02	0,03	0,05	0,06	0,08	0,09	0,10	0,12
15°...30°	-	0,01	0,03	0,05	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20
30°...40°	-	0,02	0,04	0,06	0,08	0,12	0,16	0,18	0,20	0,24
38°...40° pentru $z_1 = 7$	-	-	-	-	-	-	0,16	0,18	0,22	0,28
40°...42° pentru $z_1 = 6$	-	-	-	-	-	-	0,16	0,18	0,24	0,3
42°...45° pentru $z_1 = 5$	-	-	-	-	-	-	0,17	0,20	0,24	0,3

OBSERVAȚII:

1. Tabelul se poate folosi și la angrenaje concurente neortogonale $\Sigma \neq 90°$, luîndu-se în considerație raportul de transmitere al angrenajului concurent ortogonal echivalent i_{12ORT}.
2. Valorile recomandate pentru x_t sunt stabilite din condiția de egală rezistență a dinților, în ipoteza unor materiale de aceeași rezistență la cele două roți.

Scanned with OKEN Scanner

5. Calculul elementelor geometrice principale ale angrenajului selectat concurent conic cu dantură dreaptă, conform STAS 12270-84 și Fig.4.1.6.1.

Nr. crt.	Denumirea elementului	Simbol	U.M.	Relația de calcul sau indicația de adoptare	Observații Exemplu
0	1	2	3	4	5
5.1	Unghiul de presiune de referință	α	grade	$\alpha = 20^0$ STAS 6844-80	
5.2	Coeficinetul capului de referință	h^*_a	-	$h^*_a = 1,0$ STAS 6844-80	
5.3	Coeficientul jocului de referință la capul dintelui	c^*	-	$c^* = 0,20$ STAS 6844-80	
5.4	Diametrul de divizare (exterior) - al pinionului (1); - al roții (2)	d_1 d_2	mm mm	$d_1 = z_1 m_e$ $d_2 = z_2 m_e$	$m = m_e$ Conform STAS 822-82
5.5	Diametrul de divizare median - al pinionului (1); - al roții (2)	d_{m1} d_{m2}	mm mm	$d_{m1} = z_1 m_m$ $d_{m2} = z_2 m_m$	$m_m = \frac{m_e}{1 + 0,5\psi_{Rm}}$
5.6	Înălțimea capului de divizare exterior al dintelui - la pinion (1); - la roată (2)	h_{a1} h_{a2}	mm mm	$h_{a1} = (h^*_a + x_{r1}) \cdot m_e$ $h_{a2} = (h^*_a + x_{r2}) \cdot m_e$	$x_{r1} = -x_{r2}$ $x_{r2} = -x_{r1}$
5.7	Înălțimea piciorului de divizare exterior al dintelui - la pinion (1); - la roată (2)	h_{f1} h_{f2}	mm mm	$h_{f1} = (h^*_a + c^* - x_{r1}) m_e$ $h_{f2} = (h^*_a + c^* - x_{r2}) m_e$	$x_{r1} = -x_{r2}$ $x_{r2} = -x_{r1}$
5.8	Înălțimea (exterioară) a dintelui	h	mm	$h = (2h^*_a + c^*) m_e$	$h_1 = h_2 = h$
5.9	Diametrul de cap (exterior) - al pinionului (1); - al roții (2)	d_{a1} d_{a2}	mm mm	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}\cos\delta_1$ $d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}\cos\delta_2$	
5.10	Diametrul de picior (exterior) - al pinionului (1); - al roții (2)	d_{f1} d_{f2}	mm mm	$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}\cos\delta_1$ $d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}\cos\delta_2$	
5.11	Unghiul piciorului dintelui - la pinion (1); - la roată (2)	θ_{f1} θ_{f2}		$\theta_{f1} = arc\,tg\left[\frac{h_{f1}}{R}\right]$ $\theta_{f2} = arc\,tg\left[\frac{h_{f2}}{R}\right]$	

Scanned with OKEN Scanner

0	1	2	3	4	5
5.12	Unghiul capului dintelui - la pinion (1); - la roată (2)	θ_{a1} θ_{a2}	grade	Cazul 1. La dinții de tipul I A: $\theta_{a1} = arc\,tg\left[\frac{h_{a1}}{R}\right]$ Cazul 2. La dinții de tipul I B: $\theta_{a1} = \theta_{f2}$ Cazul 1. La dinții de tipul I A: $\theta_{a2} = arc\,tg\left[\frac{h_{a2}}{R}\right]$ Cazul 2. La dinții de tipul I B: $\theta_{a2} = \theta_{f1}$	Tip IA: cu joc la cap proporțional. Tip IB: cu joc la cap constant
5.13	Unghiul conului de cap	δ_{a1} δ_{a2}	grade		$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1}$ $\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2}$
5.14	Unghiul conului de picior -al pinionului (1); - al roții (2)	δ_{f1} δ_{f2}	grade	$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}$ $\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}$	
5.15	Unghiul conului frontal - al pinionului (1); - al roții (2)	δ_{t1} δ_{t2}	grade	$\delta_{t1} = 90^\circ - \delta_1$ pentru $\Sigma \neq 90^\circ$ $\delta_{t1} = \delta_2$ pentru $\Sigma = 90^\circ$ $\delta_{t2} = 90^\circ - \delta_2$ pentru $\Sigma \neq 90^\circ$ $\delta_{t2} = \delta_1$ pentru $\Sigma = 90^\circ$	
5.16	Unghiul dintre generatoarea conului de cap și generatoarea conului frontal exterior - la pinion (1); - la roată (2)	λ_{e1} λ_{e2}	grade	$\lambda_{e1} = 90^\circ - \theta^\circ_{a1}$ $\lambda_{e2} = 90^\circ - \theta^\circ_{a2}$	
5.17	Unghiul dintre generatoarea conului de cap si planul frontal interior - la pinion (1); - la roată (2)	λ_{i1} λ_{i2}	grade	$\lambda_{i1} = 90^\circ + \delta^\circ_{a1}$ $\lambda_{i2} = 90^\circ + \delta^\circ_{a2}$	
5.18	Înălțimea exterioară a conului de cap - la pinion (1); - la roată (2)	$H_{a1} \equiv$ $\equiv H_{ae1}$ $H_{a2} \equiv$ $\equiv H_{ae2}$	mm mm	$H_{a1} = R\cos\delta_1 - h_{a1}\sin\delta_1$ $H_{a2} = R\cos\delta_2 - h_{a2}\sin\delta_2$	
5.19	Distanța de așezare (de montaj) - la pinion (1); - la roată (2)	L_1 L_2	mm mm	Se adoptă constructiv Se adoptă constructiv	
5.20	Distanța de cap exterioară - la pinion (1); - la roată (2)	L_{a1} L_{a2}	mm mm	$L_{a1} = L_1 - H_{a1}$ $L_{a2} = L_2 - H_{a2}$	
5.21	Lățimea axială a danturii - pinionului (1); - roții (2)	b_{x1} b_{x2}	mm mm	$b_{x1} = b\frac{\cos\delta_{a1}}{\cos\theta_{a1}}$ $b_{x2} = b\frac{\cos\delta_{a2}}{\cos\theta_{a2}}$	A se vedea figura 4.1.6.1

0	
5.22	Dist - la - la
5.23*	Înălț med - la - la
5.24*	Diam - al p - al
5.25	Ungh exter mucl capu
5.26	Num cilind echiv
5.27	Grad exter
5.28	Numă gener
5.29	Coefi depla subtăi
5.30	Numă subtăi
5.31	Viteza roților

OBSERVA
dacă pentr

Scanned with OKEN Scanner

0	1	2	3	4	5
5.22	Distanța de cap interioară - la pinion (1); - la roată (2)	L_{ai1} L_{ai2}	mm mm	$L_{ai1} = L_{a1} + b_{x1}$ $L_{ai2} = L_{a2} + b_{x2}$	A se vedea figura 4.1.6.1
5.23*	Înălțimea capului de divizare, median al dintelui - la pinion (1); - la roată (2)	h_{am1} h_{am2}	mm mm	Cazul 1. La dinți de tipul I A: $h_{am1} = (h^*_a + x_{r1})m_m$ Cazul 2. La dinți de tipul I B: $h_{am1} = (h^*_a + c^* + x_{r1})m_m - c^* m_e$ Cazul 1. La dinți de tipul I A: $h_{am2} = (h^*_a + x_{r2})m_m$ Cazul 2. La dinți de tipul I B: $h_{am2} = (h^*_a + c^* + x_{r2})m_m - c^* m_e$	$x_{r1} = -x_{r2}$ $x_{r1} = -x_{r2}$ $x_{r2} = -x_{r1}$ $x_{r2} = -x_{r1}$
5.24*	Diametrul de cap median - al pinionului (1); - al roții (2)	d_{am1} d_{am2}	mm mm	$d_{am1} = d_{m1} + 2h_{am1}\cos\delta_1$ $d_{am2} = d_{m2} + 2h_{am2}\cos\delta_2$	
5.25	Unghiul de presiune la capul exterior al dintelui sau pe muchia longitudinală de teșire a capului	α_{a1} α_{a2}	grade	$\alpha_{a1} = \arccos\left[\frac{z_1 m_e \cos\alpha}{d_{a1}}\right]$ $\alpha_{a2} = \arccos\left[\frac{z_2 m_e \cos\alpha}{d_{a2}}\right]$	$\alpha = 20^\circ$
5.26	Numărul de dinți ai roții cilindrice (cu dinți drepți), echivalente	z_{n1} z_{n2}	- -	$z_{n1} = \frac{z_1}{\cos\delta_1}$ $z_{n2} = \frac{z_2}{\cos\delta_2}$	
5.27	Gradul de acoperire (frontal) la exterior	ε_α	-	$\varepsilon_\alpha = \frac{z_{n1}\cdot tg\alpha_{a1} + z_{n2}\cdot tg\alpha_{a2} - (z_{n1}+z_{n2})\cdot tg\alpha}{2\pi}$	
5.28	Numărul de dinți ai roții plane generatoare sau de referință	z_0	-	$z_0 = \frac{z_1}{\sin\delta_1} = \frac{z_2}{\sin\delta_2}$	
5.29	Coeficientul minim de deplasare radială la limita subtăierii	$x_{r\,min}$	-	$x_{r\,min} = h^*_a - \frac{z_1 \sin^2\alpha}{2\cos\delta_1}$	$x_{r1} \geq x_{r\,min}$
5.30	Numărul minim de dinți la limita subtăierii dinților	z_{min}	-	$z_{min} = \frac{2(h^*_a - x_{r1})}{\sin^2\alpha}\cdot\cos\delta_1$	$z_1 \geq z_{min}$
5.31	Viteza periferică mediană a roților (la roata 1)	v_{m1}	m/s	$v_{m1} = \frac{d_{m1}\cdot n_1}{19100}$	

OBSERVAȚII: * Calculul elementelor de la poziția 23 respectiv 24 este necesar numai dacă pentru măsurare se folosește coarda constantă sau coarda de divizare mediană.

Scanned with OKEN Scanner

6. Verificarea la condiţiile de rezistenţă a angrenajului selectat, concurent conic

Nr. crt.	Denumirea elementului	Simbol	U.M.	Relaţia de calcul sau indicaţia de adoptare	Obs. Exemplu
0	1	2	3	4	5
6.1	Factorul de formă a dinţilor la roata 1 (pinion) şi la roata 2	Y_{Fa1} Y_{Fa2}	-	Fig.7.6 sau Anexa 1 poz.1 STAS 12268-84 sau ANEXA 15	pentru roţile echiva-lente
6.2	Factorul de influenţă a concentratorilor de tensiune la piciorul dinţilor roţilor 1 şi 2	Y_{Sa1} Y_{Sa2}	-	Fig.7.11 sau Anexa 1 poz.2 STAS 12268-84 sau ANEXA 16	pentru roţile echiva-lente
6.3	Factorul de influenţă a înclinării dinţilor	$Y\beta$	-	Tabelul 7 poziţia 4 STAS 12268-84 sau ANEXA 16	
6.4	Factorul de influenţă a gradului de acoperire	$Y\varepsilon$	-	Tabelul 7 poziţia 3 STAS 12268-84 sau ANEXA 16	
6.5	Factorul de influenţă global a formei dinţilor asupra solicitărilor de încovoiere la roata 1 şi 2	Y_1 Y_2	-	$Y_{1,2} = Y_{Fa1,2} \cdot Y_{Sa1,2} \cdot Y_\beta \cdot Y\varepsilon$	
6.6	Factorul de influenţă a elasticităţii materialelor	Z_E	-	Tabelul 6.2 STAS 12268-84 sau ANEXA 13	
6.7	Factorul de influenţă a formei flancurilor dinţilor	Z_H	-	Tabelul 6 poziţia 1 (Fig.6.2) STAS 12268-84 sau ANEXA 13	
6.8	Factorul de influenţă a lungimii minime de contact	Z_ε	-	Tabelul 6 poziţia 3 STAS 12268-84 sau ANEXA 13	
6.9	Factorul înclinării danturii	Z_β	-	$Z_\beta = \sqrt{\cos\beta_m}$	
6.10	Factorul global Z	Z	$\sqrt{N/mm^2}$	$Z = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta$	
6.11	Factorul de utilizare	K_A	-	$K_A = K_{Am} \cdot K_{Af}$ conform tabel 2.1 şi 2.2 STAS 12268-84 sau ANEXA 8	
6.12	Factorul dinamic	K_V	-	Figura 3.4 STAS 12268-84 sau ANEXA 9.2	
6.13	Factorul repartiţiei sarcinii între dinţi la solicitarea de contact	$K_{H\alpha}$	-	Tabelul 5 STAS 12268-84 sau ANEXA 12	
6.14	Factorul repartiţiei sarcinii între dinţi la solicitarea de încovoiere	$K_{F\alpha}$	-	Tabelul 5 STAS 12268-84 sau ANEXA 12	
6.15	Factorul repartiţiei sarcinii pe lăţimea danturii la solicitări de contact	$K_{H\beta}$	-	Figura 4.6 sau Tabel 4 STAS 12268-84 sau ANEXA 11.5	

Scanned with OKEN Scanner

0	1	2	3	4	5
6.16	Factorul repartiției sarcinii pe lățimea danturii la solicitări de încovoiere	$K_{F\beta}$	-	Figura 4.6 sau Tabel 4 pct.3 STAS 12268-84 sau ANEXA 11.4	
6.17	Factorul de influență global la solicitări de contact	K_H	-	$K_H = K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}$	
6.18	Factorul de influență global la solicitări de încovoiere	K_F	-	$K_F = K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}$	
6.19	Factorul de influență a vâscozității lubrifiantului	Z_L	-	Tabelul 6 pct.6 sau Figura 6.6 STAS 12268-84 sau ANEXA 19 pct.1	
6.20	Factorul de influență a rugozității flancurilor	Z_R	-	Tabelul 6 pct.8 sau Figura 6.8 STAS 12268-84 sau ANEXA 19 pct.3	
6.21	Factorul de influență a vitezei	Z_V	-	Tabelul 6 pct.7 sau Figura 6.7 STAS 12268-84 sau ANEXA 19 pct.2	
6.22	Factorul de influență a durității	Z_W	-	Tabelul 6 poziția 9 STAS 12268-84 sau ANEXA 19 pct.4	
6.23	Factorul de influență a dimensiunilor	Z_X	-	Tabelul 6 poziția 10 STAS 12268-84 sau ANEXA 19 pct.5	
6.24	Factorul de durabilitate la contact	Z_N	-	$Z_N = 1$ la durabilitate nelimitată La durabilitate limitată, pentru $N_E < N_{HB}$ $Z_N = m_H^* \sqrt{\frac{N_{HB}}{N_E}}$; $m_H^* = lg\left(\frac{N_{HB}}{N_{Ht}}\right) / lg\left(\frac{Z_{Nt}}{Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_X}\right)$	
6.25	Factorul de influență a sensibilității materialului asupra concentratorilor de tensiune de la piciorul dintelui	Y_δ	-	Figura 7.15 sau ANEXA 1 poz.3 STAS 12268-84 sau ANEXA 20	
6.26	Factorul de influență a dimensiunilor dinților	Y_x	-	Tabelul 7.5 STAS 12268-84 sau ANEXA 20	
6.27	Factorul de influență a rugozității zonelor de racordare la baza dinților	Y_R	-	Figura 7.17 sau ANEXA 1 poz.5 STAS 12268-84 sau ANEXA 20	
6.28	Factorul sensibilității materialului solicitat static la concentratorul de tensiune de la baza dintelui	$Y_{\delta st}$	-	Figura 7.16 sau ANEXA 1 poz.4 STAS 12268-84 sau ANEXA 20	

Scanned with OKEN Scanner

0	1	2	3	4	5
6.29	Factorul de durabilitate la încovoiere	Y_N	-	$Y_N = 1$, la durabilitate nelimitată La durabilitate limitată, pentru $N_E < N_{FB}$ $Y_N = m_F^* \sqrt{\frac{N_{FB}}{N_E}}$; $m_F^* = lg\left(\frac{N_{FB}}{N_{Fst}}\right) / lg\left(\frac{Y_{Nst} \cdot Y_{\delta st}}{Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_X}\right)$	
6.30	Tensiunea admisibilă la suprasarcini de încovoiere	$\sigma_{FP\,st}$	MPa	$\sigma_{FPst} = Y_{Nst} \cdot Y_{\delta st} \cdot \sigma_{Flimb} / S_{FPst}$	
6.31	Factorul de influenţă global asupra rezistenţei materialului la contact	Z_σ	-	$Z_\sigma = Z_N \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_X \cdot Z_R$	
6.32	Factorul de influenţă global asupra rezistenţei materialelor la încovoiere	Y_σ	-	$Y_\sigma = Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_X$	
6.33	Tensiunea nominală la solicitarea de contact de oboseală a flancurilor	σ_H	N/mm^2	$\sigma_H = Z \sqrt{\frac{38{,}2 \cdot 10^6 \cdot P_1 \cdot K_H \cdot \sin\Sigma}{d_{m1}^3 \cdot \psi_{Rm} \cdot n_1 \cdot i_{1,2}}}$	
6.34	Tensiunea admisibilă la solicitarea de contact la oboseală	σ_{HP}	N/mm^2	$\sigma_{HP} = \sigma_{H\,lim\,b} \cdot \frac{Z_\sigma}{S_{HP}}$	
6.35	Verificarea la solicitarea de oboseală de contact	-	-	$\sigma_H <= \sigma_{HP}$	
6.36	Tensiunea nominală la solicitarea de încovoiere (la oboseală) la roţile 1 şi 2	$\sigma_{F1,2}$	N/mm^2	$\sigma_{F1,2} = \frac{19{,}1 \cdot 10^6 \cdot P_1 \cdot K_F \cdot Y_{1,2}}{m_m^3 \cdot n_1 \cdot z_1^2 \cdot \psi_{dm}}$	
6.37	Tensiunea admisibilă la solicitarea de încovoiere la oboseală	σ_{FP}	N/mm^2	$\sigma_{FP} = \sigma_{F\,lim\,b} \cdot \frac{Y_\sigma}{S_{FP}}$	
6.38	Verificarea la solicitarea de oboseală la încovoiere	-	-	$\sigma_{F1,2} <= \sigma_{FP}$	
6.39	Verificarea la suprasarcini de contact	-	-	$\sigma_{H\,max} = \sigma_H \sqrt{\frac{P_{1\,max}}{P_1}} \le \sigma_{HPst}$ (din tabelul 1, pct 1.15)	
6.40	Verificarea la suprasarcini de încovoiere	-	-	$\sigma_{F\,max} = \sigma_F \frac{P_{1\,max}}{P_1} \le \sigma_{FPst}$	

Scanned with OKEN Scanner

7. Calculul dimensiunilor de măsurare ale danturilor conice exterioare drepte şi stabilirea parametrilor de precizie ale acestora (conform STAS 12270-84)

Pentru măsurare se foloseşte fie coarda constantă exterioară, fie coarda constantă mediană (acelaşi algoritm, plus indicele *"m"*)

7.1. Calculul corzii constante exterioare, cu abaterile admisibile şi calculul înălţimii la coarda constantă exterioară.

Nr. crt.	Denumirea elementului	Simbol	U.M.	Relaţia de calcul sau indicaţia de adoptare	Obs. Exemplu
0	1	2	3	4	5
7.1.1	Arcul de divizare exterior al dintelui roţii conice	s	mm	$s=\left(\frac{\pi}{2}+2x_t tg\alpha+x_t\right)m$	
7.1.2	Coarda constantă exterioară a dintelui roţii cilindrice echivalente (exterioare)	$\bar{s}_{cn}$	mm	$s_{cn}=s\cos^2\alpha$	
7.1.3	Unghiul de presiune corespunzător corzii constante exterioare a dintelui roţii cilindrice echivalente (exterioare)	α_{cn}	grade	$\alpha_{cn}=arctg\left[tg\alpha+\frac{s\cos\delta}{zm}\right]$	
7.1.4	Diametrul cercului corzii constante exterioare a dintelui roţii cilindrice echivalente (exterioare)	d_{cn}	mm	$d_{cn}=zm\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_{cn}\cos\delta}$	
7.1.5	Semiunghiul arcului corzii constante exterioare a dintelui roţii cilindrice echivalente (exterioare)	ψ^{ρ}_{cn}	grade	$\psi^{0}_{cn}=arc\ sin\frac{\bar{s}_{cn}}{d_{cn}}$	
7.1.6	Arcul corzii constante exterioare a dintelui roţii cilindrice echivalente (exterioare)	s_{cn}	mm	$s_{cn}=\Psi_{cn}d_{cn}$	Unghiul Ψ_{cn} în radiani: $\psi_{cn}=\psi^{\rho}_{cn}\frac{\pi}{180^0}rad$
7.1.7	Semiunghiul arcului corzii constante exterioare a dintelui roţii conice (în plan frontal)	ψ^{ρ}_{c}	grade	$\psi^{0}_{c}=\frac{s_{cn}}{d_{cn}\cos\delta}\cdot\frac{180^0}{\pi}$	

Scanned with OKEN Scanner

0	1	2	3	4	5
7.1.8	Coarda constantă exterioară a dintelui roții conice	$\bar{s}_c$	mm	$\bar{s}_c = d_{cn} \cos\delta \cdot \sin\Psi_c$	La măsurare este necesară corecția impusă de valoarea efectivă a diametrului de cap d_a
7.1.9	Înălțimea la coarda constantă exterioară a dintelui roții conice	$\bar{h}_c$	mm	$\bar{h}_c = 0{,}5\left(\frac{d_a - d}{\alpha s \delta} - \bar{s}_a tg\alpha\right)$	
7.1.10	Abaterea superioară a corzii constante mediane a dintelui roții conice	$(-E_{\bar{s}cs})_m$	µm	$(-E_{\bar{s}cs})_m = f(TAJ, TPC, m_m, d_m, \delta)$	Din STAS 6460-81, tabelul 17
7.1.11	Toleranța grosimii dintelui pe coarda constantă mediană a dintelui roții conice	$T_{\bar{s}c}$	µm	$T_{\bar{s}c} = f(TJF, F_r)$	Din STAS 6460-81, tabelul 19
7.1.12	Abaterea superioară a corzii constante mediane a dintelui roții conice	$-(E_{\bar{s}ci})_m$	µm	$-(E_{\bar{s}ci})_m = (-E_{\bar{s}cs})_m - T_{\bar{s}c}$	
7.1.13	Abaterea superioară a corzii constante exterioare a dintelui roții conice	$-E_{\bar{s}cs}$	µm	$-E_{\bar{s}cs} = -\left(E_{\bar{s}cs}\right)_m \frac{R}{R_m}$	
7.1.14	Abaterea inferioară a corzii constante exterioare a dintelui roții conice	$-E_{\bar{s}ci}$	µm	$-E_{\bar{s}ci} = -\left(E_{\bar{s}ci}\right)_m \frac{R}{R_m}$	

7.2 Stabilirea unor indici de precizie generali

Nr. crt.	Denumirea elementului	Simbol	U.M.	Relația de calcul sau indicația de adoptare	Obs. Exemplu
0	1	2	3	4	5
7.2.1	Toleranța bătăii radiale a danturii	F_r	µm	$F_r = f(TPC, m_m, d_m)$	Din STAS 6460-81, tabelul 7
7.2.2	Abaterile limită ale unghiului dintre axe	$\pm E_\Sigma$	µm	$\pm E_\Sigma = f(TAJ, m_m, \delta_1)$	Din STAS 6460-81, tabelul 16
7.2.3	Jocul minim dintre flancuri	$j_{n\,min}$	µm	$j_{n\,min} = f(TAJ, R_m, \delta_1)$	Din STAS 6460-81, tabelul 15

OBSERVAȚII: Indicii de precizie se referă la elementele măsurate pe conul frontal median.

Scanned with OKEN Scanner

7.3. Calculul corzii de divizare mediane, cu abaterile admisibile şi calculul înălţimii la coarda de divizare mediană

Nr. crt.	Denumirea elementului	Simbol	U.M.	Relaţia de calcul sau indicaţia de adoptare	Obs. Exemplu
0	1	2	3	4	5
7.3.1	Arcul de divizare median al dintelui	s_m	mm	$s_m=\left(\frac{\pi}{2}+2x_r\,tg\alpha+x_t\right)m_n$	$x_{r1}=-x_{r2}$ $x_{t1}=-x_{t2}$
7.3.2	Coarda de divizare mediană a dintelui	$\bar{s}_m$	mm	$\bar{s}_m=d_m\left[\sin\frac{s_m 180^o}{d_m\pi}\right]$	
7.3.3	Înălţimea la coarda de divizare mediană a dintelui	$\bar{h}_m$	mm	$\bar{h}_m=\frac{1}{2\cos\delta}\left[d_{am}-d_m\cos\left(\frac{s_m\cos\delta}{d_m}\cdot\frac{180^o}{\pi}\right)\right]\approx$ $\approx\frac{1}{2\cos\delta}(d_{am}-d_m)+\frac{s_m^2\cos\delta}{4d_m}$	
7.3.4	Abaterea superioară a corzii de divizare mediane a dintelui roţii conice	$-(E_{\bar{s}s})_m$	µm	$-(E_{\bar{s}s})_m=-(E_{\bar{s}cs})_m$	$(E_{\bar{s}cs})_m$ din tabelul 7.1 conf. STAS 6460-81
7.3.5	Abaterea inferioară a corzii de divizare mediane a dintelui roţii conice	$-(E_{\bar{s}i})_m$	µm	$-(E_{\bar{s}i})_m=-(E_{\bar{s}ci})_m$	$(E_{\bar{s}ci})$ din tabelul 7.1 conf. STAS 6460-81

7.4 Calculul corzii de divizare exterioare, cu abaterile admisibile şI calculul înălţimii la coarda de divizare exterioară

Nr. crt.	Denumirea elementului	Simbol	U.M.	Relaţia de calcul sau indicaţia de adoptare	Obs. Exemplu
0	1	2	3	4	5
7.4.1	Arcul de divizare exterior al dintelui	s	mm	$s=\left(\frac{\pi}{2}+2x_r\,tg\alpha+x_t\right)m$	$x_{r1}=-x_{r2}$ $x_{t1}=-x_{t2}$
7.4.2	Coarda de divizare exterioară a dintelui	$\bar{s}$	mm	$\bar{s}=d\sin\left(\frac{s}{d}\cdot\frac{180^0}{\pi}\right)$	

Scanned with OKEN Scanner

0	1	2	3	4	5
7.4.3	Înălțimea la coarda de divizare exterioară a dintelui	$\bar{h}$	mm	$\bar{h}=\frac{1}{2\cos\delta}\left[d_a-d\cos\left(\frac{s\cos\delta}{d}\cdot\frac{180^\circ}{\pi}\right)\right]\approx$ $\approx\frac{1}{2\cos\delta}\left(d_a-d\right)+\frac{s^2\cos\delta}{4d}$	
7.4.4	Abaterea superioară a corzii de divizare exterioară a dintelui roții conice	$-E_{\bar{s}s}$	µm	$-E_{\bar{s}s}=-\left(E_{\bar{s}s}\right)_m\frac{R}{R_m}$	$(-E_{\bar{s}s})_m$ din tabelul 7.3 conf. STAS 6460-81. R și R_m din tabelul 4.1.3 sau 4.1.4
7.4.5	Abaterea inferioară a corzii de divizare exterioară a dintelui roții conice	$-E_{\bar{s}i}$	µm	$-E_{\bar{s}i}=-\left(E_{\bar{s}i}\right)_m\frac{R}{R_m}$	$(-E_{\bar{s}i})$ din tabel 7.3 conf. STAS 6460-81

OBSERVAȚIE: Calculul elementelor din tabelele 7.3 sau 7.4 este necesar numai dacă măsurarea dinților se face pe baza corzii de divizare mediane sau a corzii de divizare exterioare.

Scanned with OKEN Scanner

5. ANGRENAJE MELCATE CILINDRICE

5.1. GEOMETRIA ANGRENAJELOR MELCATE CILINDRICE

5.1.1. Notaţii

a) Simboluri cu litere latine.

Simbol	Denumirea elementului
a	Distanţa între axele de referinţă
a_{max}	Distanţa maximă între axe (la limita ascuţirii dinţilor roţii melcate)
a_{min}	Distanţa minimă între axe (la limita subtăierii dinţilor roţii melcate)
a_w	Distanţa între axe
b_2	Lăţimea coroanei dinţate a roţii melcate
b_c	Lăţimea de calcul a coroanei dinţate a roţii melcate
c^*	Coeficientul jocului de referinţă la cap
d_1	Diametrul de referinţă al melcului
d_2	Diametrul de divizare (convenţional) al roţii melcate
d_{a1}	Diametrul de cap al melcului
d_{a2}	Diametrul de cap al roţii melcate (în planul frontal median)
d_b	Diametrul cilindrului de bază
d_d	Diametrul cilindrului director (care conţine elicea directoare)
d_{e2}	Diametrul exterior de (strunjire) al roţii melcate
d_{f1}	Diametrul de picior al melcului
d_{f2}	Diametrul de picior al roţii melcate (conform fig. 5.1.4.1)
d_{w1}	Diametrul de divizare (rostogolire) convenţional al melcului
e_{n1}	Arcul de referinţa normal al golului dintelui melcului
$\bar{e}_{n1}$	Coarda de referinţa normală a golului dintelui melcului
E_{si}	Abaterea inferioară (maximă) a grosimii spirei melcului (pe coardă)
E_{ss}	Abaterea superioară (minimă) a grosimii spirei melcului (pe coardă)
$e_{x1}= \bar{e}_{x1}$	Arcul (coarda) de referinţa axial(ă) al (a) golului dintelui melcului

Scanned with OKEN Scanner

Simbol	Denumirea elementului
$\pm f_{ar}$	Abaterile limită ale distanței între axe (la prelucrarea roții melcate și în angrenare)
F''_i	Toleranța variației distanței de măsurat între axe la rotirea roții melcate
f_r	Toleranța bătăii radiale a spirei melcului
F_r	Toleranța bătăii radiale a dinților roții melcate
$\pm f_{xr}$	Deplasările limită ale planului median al roții melcate în angrenare
h^*	Coeficientul înălțimii de referință a dintelui melcului
$h_1 = h$	Înalțimea dintelui melcului
h_2	Înaltimea dintelui roții melcate
h_a^*	Coeficientul înălțimii capului dintelui melcului de referință
h_{a1}	Înălțimea capului de referință al dintelui melcului
h_{a2}	Înălțimea capului de divizare al dintelui roții melcate
$\bar{h}_{cn1}$	Înălțimea la coarda constantă normală a dintelui melcului (la melc tip ZE)
$\bar{h}_{cn2}$	Înălțimea la coarda constantă normală a dintelui roții melcate (in cazul angrenajelor cu melc tip ZE sau ZA)
$\bar{h}_{ct2}$	Înălțimea la coarda constantă frontală a dintelui roții melcate (in cazul angrenajelor cu melc tip ZA)
h^*_f	Coeficientul înălțimii piciorului de referință al dintelui melcului
h_{f1}	Înălțimea piciorului de referință al dintelui melcului
h_{f2}	Înălțimea piciorului de divizare al dintelui roții melcate
h_l^*	Coeficientul înălțimii utilizabile (de referință) a dintelui
h_l	Înălțimea utilizabilă a dintelui (înălțimea utilă de referință a dintelui)
$\bar{h}_{n1}$	Înălțimea la coarda normală de referință a dintelui melcului
$\bar{h}_{n2}$	Înălțimea la coarda de divizare normală a dintelui roții melcate
$\bar{h}_{t2}$	Înălțimea la coarda de divizare frontală a dintelui roții melcate
j_n	Jocul între flancuri
j_t	Jocul de rostogolire
L	Lungimea melcului
m_x	Modulul axial
p_{n2}	Pasul de divizare normal al roții melcate
p_{t2}	Pasul de divizare frontal al roții melcate
p_x	Pasul axial al danturii melcului
p_z	Pasul elicei melcului
q	Coeficientul diametral al melcului
r_p	Raza curburii de cap a coroanei dințate a roții melcate
$\bar{s}_{cn1}$	Coarda constantă normală a dintelui melcului (la melci tip ZE)
$\bar{s}_{cn2}$	Coarda constantă normală a dintelui roții melcate (la angrenaje cu melci tip ZE și ZA)

Scanned with OKEN Scanner

Simbol	Denumirea elementului
$\bar{s}_{ct1}$	Coarda constantă frontală a dintelui melcului (la melci tip ZE)
$\bar{s}_{ct2}$	Coarda constantă frontală a dintelui roții melcate (la angrenaje cu melci tip ZA)
s_{n1}	Arcul de referință normal al dintelui melcului
$\bar{s}_{n1}$	Coarda normala de referință a dintelui melcului
s_{n2}	Arcul de divizare normal al dintelui roții melcate
$\bar{s}_{n2}$	Coarda de divizare normală a dintelui roții melcate
s_{t2}	Arcul de divizare frontal al dintelui roții melcate
$\bar{s}_{t2}$	Coarda de divizare frontală a dintelui roții melcate
s_x^*	Coeficientul de calcul al grosimii dintelui (melcului de referință)
$s_{x1} = \bar{s}_{x1}$	Arcul (coarda) de referință axial(ă) al (a) dintelui melcului
-	Tipul melcului
T_s	Toleranța grosimii spirei melcului (pe coardă)
v_1	Viteza periferică a melcului pe cilindrul de referință
$v_2 = v_{w2}$	Viteza periferică a roții melcate pe cilindrul de divizare (rostogolire) convențional
v_{w1}	Viteza periferică a melcului pe cilindrul de divizare (rostogolire) convențional
v_{a1}	Viteza de alunecare (pe cilindrul de referință al melcului)
v_{a1w}	Viteza de alunecare pe cilindrul de divizare (rostogolire) convențional al melcului
x	Coeficientul deplasării de profil (coeficientul deplasării radiale a profilului roții melcate)
x_{max}	Coeficientul maxim admisibil al deplasării de profil (pentru evitarea ascuțirii dinților roții melcate)
x_{min}	Coeficientul minim admisibil al deplasării de profil (pentru evitarea subtăierii dinților roții melcate)
x_x	Coeficientul axial al deplasării profilului melcului
z_1	Numărul de dinți (începuturi) ai melcului
z_2	Numărul de dinți ai roții melcate

b) Simboluri cu litere grecești

Simbol	Denumirea elementului
α_n	Unghiul de presiune normal de referință al melcului (unghiul profilului)
α_{nw}	Unghiul de presiune normal (unghi de angrenare normal) al melcului pe cilindrul de divizare (rostogolire) convențional
α_t	Unghiul de presiune frontal de referință al melcului

Scanned with OKEN Scanner

Simbol	Denumirea elementului
α_{tw}	Unghiul de presiune frontal (unghi de angrenare frontal) al melcului pe cilindrul de divizare (rostogolire) convenţional
α_x	Unghiul de presiune axial de referinţă al melcului (unghiul profilului)
α_{xw}	Unghiul de presiune axial (unghi de angrenare axial) al melcului pe cilindrul de divizare (rostogolire) convenţional
$\beta = \beta_2$	Unghiul de înclinare de referinţă al dintelui roţii melcate
$\beta_{w2} = \beta_w$	Unghiul de înclinare de divizare al dintelui roţii melcate
γ	Unghiul de pantă al elicei de referinţă a melcului
γ_b	Unghiul de pantă al elicei de bază a melcului
γ_w	Unghiul de pantă al elicei de divizare (rostogolire) a melcului
γ_y	Unghiul de pantă al elicei melcului pe un cilindru oarecare (de diametru d_{y1})
ε_α	Gradul de acoperire în planul frontal median la angrenaje cu melci tip ZA
ε_m	Gradul de acoperire echivalent mediu
χ_q	Unghiul dreptei generatoare (a flancurilor dinţilor melcilor riglaţi)
χ	Semiunghiul coroanei dinţate a roţii melcate
ψ_{d1}	Coeficientul diametral de referinţă al lăţimii de calcul a danturii roţii melcate
ψ_{da1}	Coeficientul diametral al lăţimii de calcul a danturii roţii melcate

5.1.2 Caracterizarea angrenajelor melcate

Angrenajele melcate sunt formate dintr-un melc şi o roată melcată. Flancurile dinţilor celor două roţi sunt suprafeţe de înfăşurare reciprocă, angrenajele melcate funcţionând cu contact liniar între dinţi, care le asigură o serie de avantaje, cum sunt următoarele:

- transmit puteri foarte mari
- raportul de transmitere este foarte mare, de ordinul zecilor sau chiar in jur de o sută (până la 1000 la transmisii cinematice)
- funcţionează lin, fără zgomot
- se pot folosi la mecanismele de divizare foarte precise
- pot asigura autofrânarea (pot fi ireversibile)

Angrenajele melcate prezintă însă şi o serie de dezavantaje, cum sunt:

- au randament mai scăzut în raport cu alte tipuri de angrenaje

Scanned with OKEN Scanner

- la rapoarte mici de transmitere au dimensiuni mai mari decât alte tipuri de angrenaje
- au frecări mari între flancuri, care necesită folosirea unor materiale antifricțiune scumpe, eventual a unor sisteme de răcire suplimentară.

Angrenajele melcate fac parte din angrenajele elicoidale (cu axe încrucișate) cu unghiul de încrucișare de 90°. Roata mică, numită melc, are un număr mic de dinți (de obicei 1....4 dinți) înfășurați pe un cilindru cu un unghi β_1 (față de axa roții) având valori foarte mari (86°....45°), ceea ce conduce la înfășurarea dinților de mai multe ori pe lățimea roții și îi dă acesteia aspectul de " șurub fără fine" cu filet trapezoidal. Numărul de dinți ai melcului se numește "număr de începuturi", iar în locul unghiului de înclinare al spirei se utilizează unghiul elicei melcului:

$$\gamma = 90° - \beta_1^{\circ}$$

Roata melcată are periferia de formă toroidală, îmbrăcând parțial melcul; o secțiune axială prin melc (și prin planul median al roții melcate) oferă o imagine asemănătoare cu aceea a angrenajului format de o cremalieră și o roată dințată cilindrică. Dacă și melcul îmbracă roata melcată, acesta se numește melc globoidal. (Fig. 5.1.2.1)

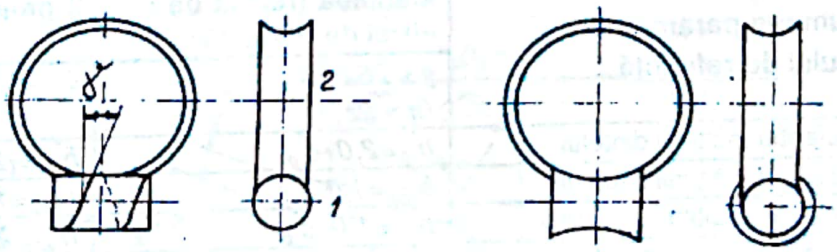


Fig. 5.1.2.1. Schema unui angrenaj cu melc cilindric și cu melc globoidal

5.1.3. Definirea angrenajelor melcate

Melcul este o roată dințată cu un număr mic de dinți (începuturi) si servește ca roată generatoare pentru definirea geometrică a roții melcate, deci la danturarea roții melcate, tăișurile sculei aschietoare trebuie să fie situate pe suprafețe identice cu flancurile melcului de funcționare cu care va angrena roata melcată.

Scanned with OKEN Scanner

La adoptarea formei melcului trebuie să se țină seama de posibilitățile de prelucrare. Melcul cilindric are dinții înfășurați pe o suprafață cilindrică, secțiunea axială a melcului având o formă asemănătoare cu secțiunea frontală a unei cremaliere cu dinți înclinați.

Din punct de vedere a formei geometrice a flancurilor dinților melcului se deosebesc melci riglați (dacă linia generatoare este o dreaptă) și melci neriglați (dacă linia generatoare este o curbă).

În STAS 6845-82 sunt dați parametrii danturii melcului de referință precum și caracteristicile geometrice ale tipurilor melcilor de referință, cilindrici. În STAS 8641 - 83 sunt dați parametrii geometrici principali ai angrenajelor melcate globoidale.

5.1.3.1. *Melcul de referință*

Deși flancurile dinților melcilor de referință, generator și de funcționare, sunt teoretic identice, între cele trei profile există jocurile pe flancuri și jocurile de la capul dinților.

Modul de definire a parametrilor melcului de referință diferă in funcție de mărimea unghiului elicei de referință, γ.

Nr. crt.	Denumirea parametrului melcului de referință		Mărimea (relația de calcul) pentru înclinări ale elicei de referință	
			$\gamma \le 26,565°$ $(q > 2z_1)$	$\gamma > 26,565°$ $(q < 2z_1)$
1.	Coeficientul înălțimii dintelui		$h_0 = 2,0 + c_0$	$h_0 = (2,0 + c_0)\cos\gamma$
2.	Coeficientul înălțimii capului		$h_{0a} = 1,0$	$h_{0a} = 1,0$
3.	Coeficientul înălțimii piciorului		$h_{0f} = 1,0 + c_0$	$h_{0f} = 2,0\cos\gamma + c_0 - 1$
4.	Coeficientul jocului radial		$c_0 = 0,2..0.3$	$c_0 = 0,2\cos\gamma$
5.	Coeficientul înălțimii utilizabile		$h_{0l} = 2,0$	$h_{0l} = 2,0\cos\gamma$
6.	Coeficientul de calcul al grosimii dintelui		$s_0 = 0,5\pi$	$s_0 = 0,5\pi$
7.	Unghiul profilului pentru melci de tipul	ZE	In secțiune normală pe dinte unghiul profilului cremalierei generatoare (unghiul de presiune) $\alpha_n = 20°$	
		ZA	Unghiul profilului în secțiune axială (unghiul muchiei aşchietoare a sculei) $\alpha_x = 20°$	
		ZN 1	Unghiul profilului în secțiune normală pe dinte unghiul muchiei aşchietoare a sculei) $\alpha_n = 20°$	
		ZN 2	Unghiul profilului în secțiune normală pe gol (unghiul muchiei aşchietoare a sculei) $\alpha_n = 20°$	
		ZK	Unghiul profilului conului generator, $\alpha_a = 20°$	

Scanned with OKEN Scanner

Nr. crt.	Denumirea parametrului melcului generator (are aceleaşi dimensiuni şi formă cu melcul de referinţă, cu excepţia diametrului de cap, mărit cu jocul la cap)	Mărimea (relaţia de calcul)
1.	Coeficientul înălţimii capului	$h^*_a = h^*_{ga} + c^*_o$
2.	Coeficientul înălţimii utilizabile	$h^*_f = h^*_{gf} + c^*_o$
3.	Coeficientul înălţimii capului până la începutul racordării	$h^*_{ak} = 1,0$

Raza de racordare a profilului trebuie să se afle între limitele:

$$0,2m \leq \rho_k \leq 0,3m$$

Modulii axiali se aleg dintre cei stabiliţi prin STAS 822 - 82, şi anume: 1,0; 1;25; (1,5);1,6; 2; 2,5; (3); 3,15; (3,5); 4; 5; (6); (7); 6,3; 8; 10; (12); 12,5; 16; 20; 25mm.

În fig. 5.1.3.1. sunt reprezentate mărimile caracteristice melcilor de referinţă şi generator.

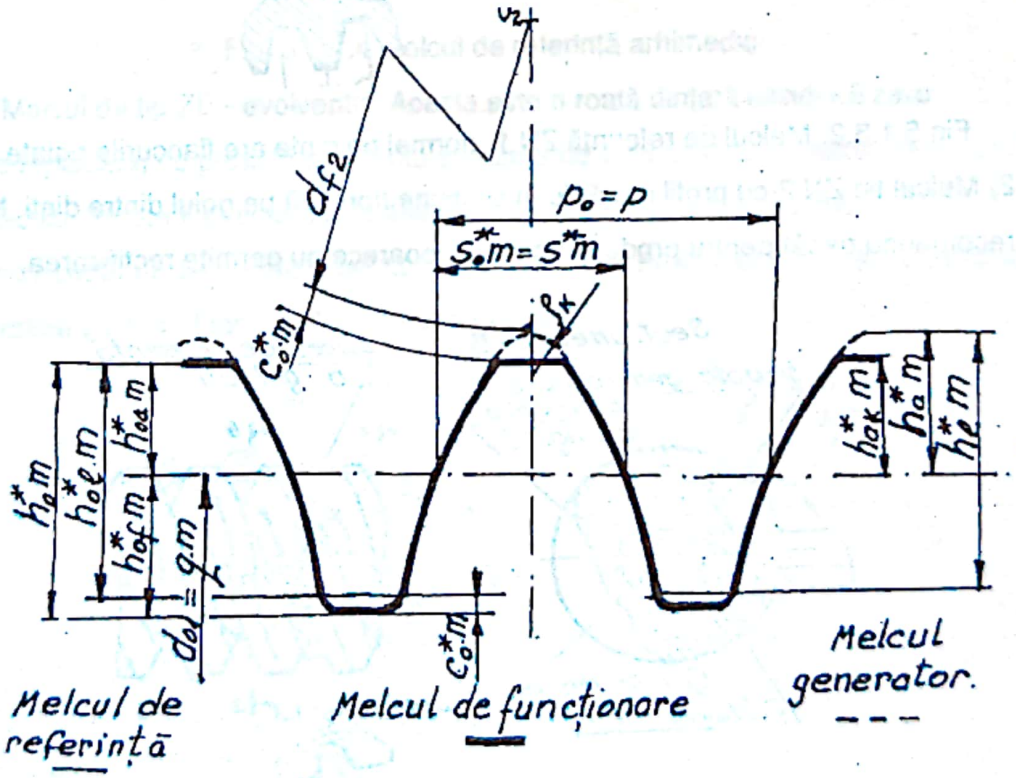


Fig.5.1.3.1. Melcul de referinţă şi melcul generator

Scanned with OKEN Scanner

5.1.3.2. *Tipurile de melci standardizați (STAS 6845 - 82)*

1) Melcul de tip ZN 1 - cu profil rectiliniu în secțiune normală pe dinte se poate prelucra cu un cuțit având tăișuri rectilinii așezate normal pe dinte.

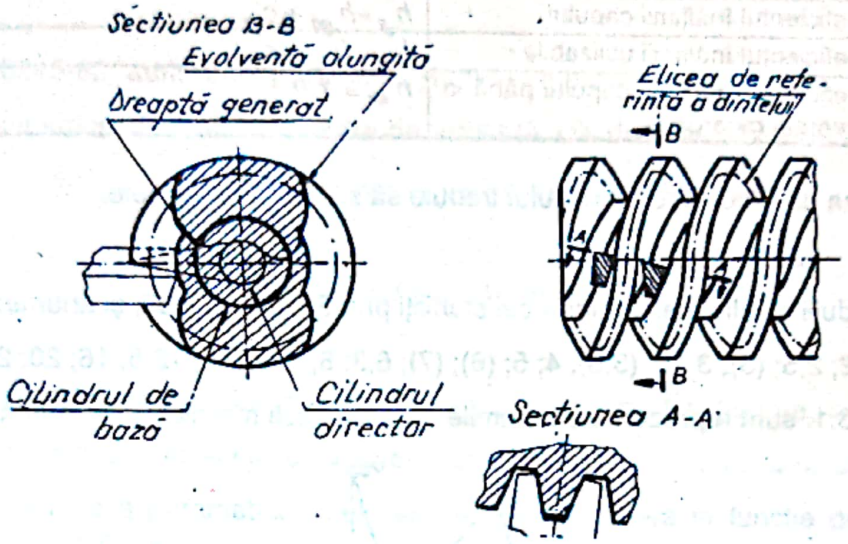


Fig.5.1.3.2. Melcul de referință ZN 1- normal pe dinte are flancurile riglate

2) Melcul tip ZN 2-cu profil rectiliniu în secțiune normală pe golul dintre dinți. Nu se recomandă decât pentru produse unicate, deoarece nu permite rectificarea.

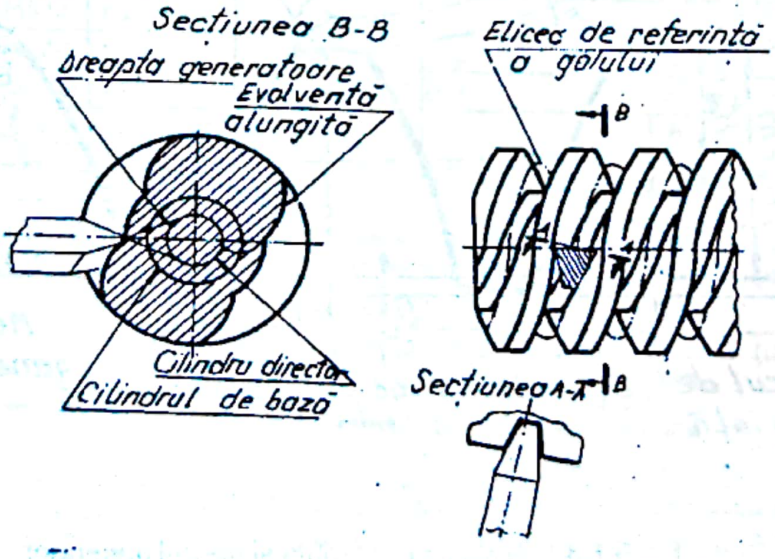


Fig.5.1.3.3 Melcul de referință ZN 2- normal pe gol.

Scanned with OKEN Scanner

3) Melcul de tip ZA -melc arhimedic. Are profilul cu flancurile rectilinii în secțiune axială. Nu se recomandă la unghiuri mai mari ale elicei de referință. Se obține prin prelucrarea pe strung cu cuțitul așezat cu tăișul într-un plan ce trece prin axa melcului.

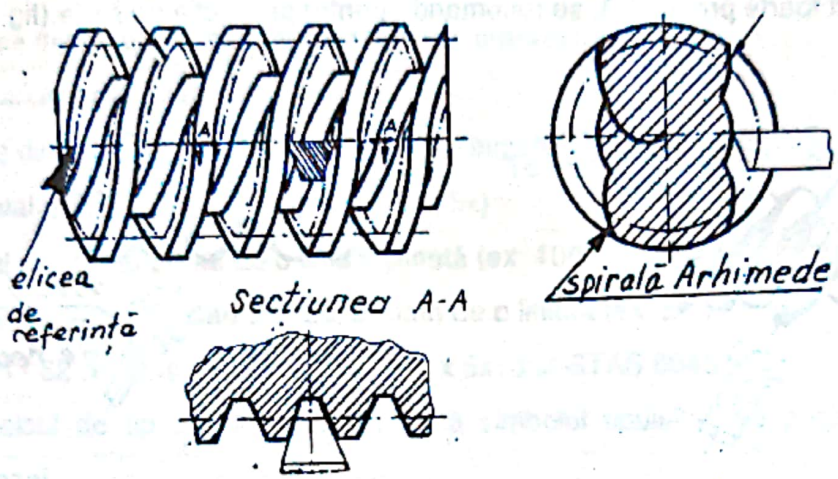


Fig. 5.1.3.4 Melcul de referință arhimedic

4) Melcul de tip ZE - evolventic. Acesta este o roată dințată cilindrică zero (nedeplasată) cu profil în evolventă și număr de dinți egal cu numărul de începuturi ale melcului. Poate fi executat cu scule pentru roți dințate, dar și pe strung, recomandându-se pentru producția de serie mare. Profilul este rectiliniu într-o secțiune paralelă cu axa și tangentă la cilindrul de bază.

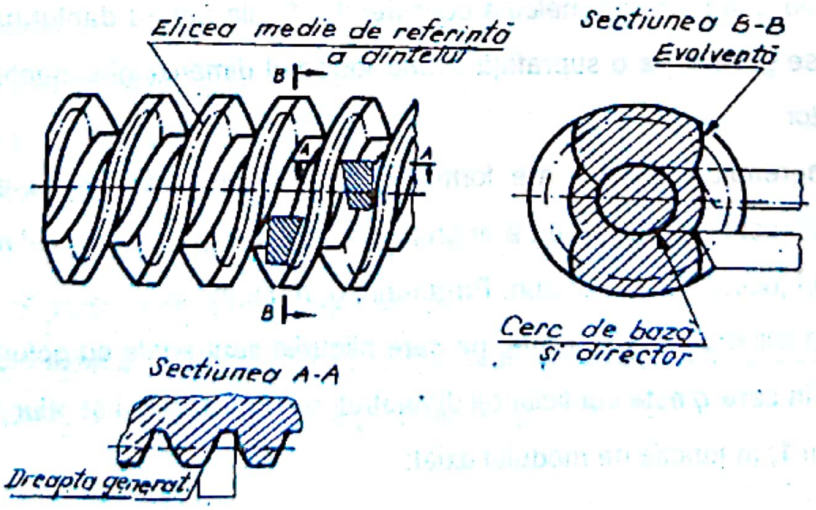


Fig.5.1.3.5. Melcul de referință evolventic

Scanned with OKEN Scanner

5) Melcul de tip ZK 1 - prelucrat cu o sculă dublu-conică. Este un melc neriglat, forma flancurilor depinzând de diametrul sculei (fig. 5.1.3.6).

6) Melcul de tip ZK 2 - prelucrat cu o sculă conică (de tip deget). Este un melc neriglat, metoda fiind foarte productivă, se recomandă pentru producția de serie.(fig.5.1.3.7)

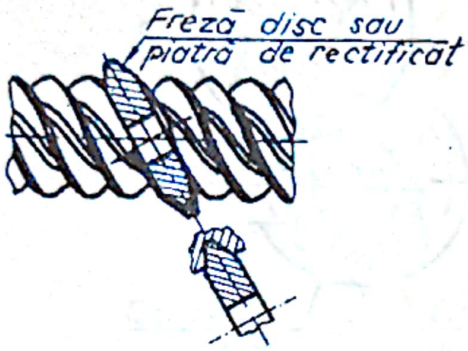


Fig.5.1.3.6 Melc de referință ZK 1

Fig. 5.1.3.7 Melc de referință ZK 2

În afara acestor tipuri de melci de referință cilindrici se mai folosesc și melcii cilindrici bipas, "Duplex", cu grosimi variabile ale spirelor, obținute prin realizarea celor două flancuri cu pași diferiți.

Dantura roții melcate este înfășurătoarea danturii melcului generator, în mișcarea relativă a acestuia față de roata melcată considerată. Scula pentru danturarea roții melcate are tăișuri care se găsesc pe o suprafață având forma și dimensiunile identice cu suprafața melcului generator.

Melcul angrenajului melcat are forma și dimensiunile identice cu ale melcului de referință care definește roata melcată a angrenajului, cu excepția grosimii dintelui, micșorată în scopul obținerii jocului dintre flancuri. Parametrii danturii melcului de referință sunt stabiliți față de suprafața cilindrului de referință, pe care plinurile sunt egale cu golurile, de diametru $d_{01}=q\cdot m_x$ relație în care q este coeficientul diametral, ale cărui valori se aleg, conform STAS 6845 - 82, tabelul 1; în funcție de modulul axial:

Scanned with OKEN Scanner

m	1...1,6	2...2,5	3...4	5...6,3	7...10	12...16	20...25	Observaţii
q	12	10	10	9	9	8	7	randament sporit
	14	12	11	10	10	9	8	preferenţiali
	16	14	12	12	11	10	9	rigiditate sporită

Notarea melcului de referinţă se face prin următoarele date:

- simbolul tipului melcului (ex: ZA)
- numărul de dinţi (începuturi) urmat de semnul înmulţirii (ex: 2x)
- modulul axial urmat de semnul înmulţirii (ex: 5x)
- coeficientul diametral urmat de o linie inclinată (ex: 10/)
- sensul înclinării, dreapta sau stânga, urmate de o liniuţă (ex: st.-)
- STAS 6845 - 82 (ex: Melc de referinţă ZA 2 x 5x10/st-STAS 6845 - 82)

La melcul de tip ZK 1 se indică după simbolul tipului, între paranteze, diametrul exterior al frezei.

5.1.4. Elementele geometrice ale angrenajelor melcate cilindrice

Pentru definirea geometrică a danturii melcului de funcţionare sunt necesare o serie de date - enumerate în capitolul " Melcul de referinţă" şi anume

- tipul melcului
- modulul axial (m_x)
- coeficientul diametral (q)
- numărul de începuturi (z_1)
- coeficientul înălţimii capului $(h^*_a = 1,0)$
- coeficientul jocului la cap $(c^* = 0,2....0,3)$
- coeficientul grosimii dintelui $(s^*_x = 0,5\pi)$
- coeficientul axial al deplasării profilului melcului (x_x nu este standardizat, sau pentru danturile STAS; $x_x = 0$. În general, $s^*_x = 0,5\pi - 2\,x_x$)

Scanned with OKEN Scanner

Pentru definirea roții melcate și a condițiilor de angrenare trebuie cunoscute următoarele date:

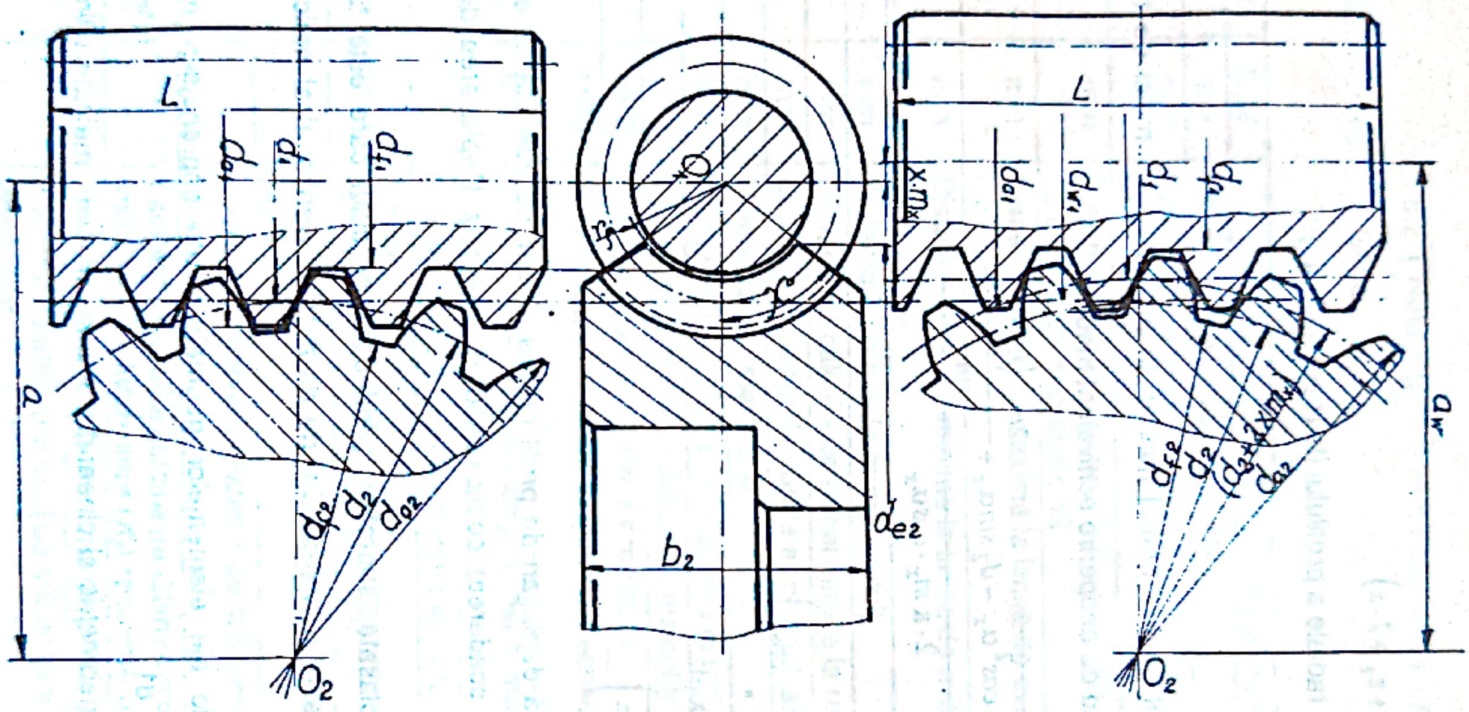
- numărul de dinți ai roții melcate: $z_2 = z_1 i_{12} \pm 1$ (număr întreg)
- distanța între axe: a_w; (sau coeficientul deplasării radiale a profilului, x)
- lățimea de calcul a coroanei roții melcate, b_c.

Semnificația acestor elemente geometrice poate fi urmărită și în Fig.5.1.4.1

Elementele geometrice pentru angrenajele melcate cilindrice

Nr.		Denumirea elementului	U.M.	Simbol, relație de calcul
1.	MELCUL (1)	Înălțimea capului dintelui	mm	$h_{a1} = h_a^* \cdot m_x$
2.		Înălțimea piciorului dintelui	mm	$h_{f1} = (h_a^* + c^*) \cdot m_x$
3.		Jocul la capul dintelui	mm	$c = c^* \cdot m_x$
4.		Diametrul de referință	mm	$d_1 = q \cdot m_x$
5.		Diametrul de divizare convențional	mm	$d_{w1} = d_1 + 2 \cdot x \cdot m_x$
6.		Diametrul de cap	mm	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_{a1}$
7.		Diametrul de picior	mm	$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_{f1}$
8.		Lungimea (melcului)	mm	L = valori din fig. 5.1.4.1
9.		Pasul axial al danturii	mm	$p_x = \pi \cdot m_x$
10.		Pasul elicei (melcului)	mm	$p_z = z_1 \cdot p_x = \pi \cdot m_x \cdot z_1$
11		Arcul de referință normal	mm	$s_{n1} = s_x^* \cdot m_x \cdot \cos\gamma = \left(\frac{\pi}{2} - 2 \cdot x_x\right) \cdot m_x \cdot \cos\gamma$
12.		Unghiul elicei de referință	grade	$\gamma^\circ = arctg\left(\frac{z_1}{q}\right)$
13.		Unghiul elicei de divizare	grade	$\gamma_w^\circ = arctg\left(z_1 / (q + 2 \cdot x)\right)$
14.		Coarda normală de referință	mm	$\overline{s_{n1}} = s_{n1}\left(1 - \frac{s_{n1}^2}{6 \cdot d_1^2} \cdot \sin^2\gamma\right)$
15.		Înălțimea la coarda normală	mm	$\overline{h_{n1}} = h_{a1} + \frac{s_{n1}^2 \cdot \sin^2\gamma}{4 \cdot d_1}$
1.	ROATA MELCATĂ (2)	Diametrul de divizare	mm	$d_2 = z_2 \cdot m_x$
2.		Diametrul de cap	mm	$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_x \cdot (h_a^* + x)$
3.		Diametrul de picior	mm	$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m_x \cdot (h_a^* + c^* - x)$
4.		Diametrul exterior (de strunjire)	mm	$d_{e2} = d_{a2} + (2...1{,}5..1) m_x$
5.		Coeficientul diametral al lățimii de calcul (a roții)	-	$\Psi_{da1} \le 0{,}67 (0{,}75)$
6.		Semiunghiul coroanei	grade	$\chi^0 = arc\sin\Psi_{da1}$
7.		Lățimea roții (de calcul)	mm	$b_c = \Psi_{da1} \cdot d_{a1}$
8.		Lățimea coroanei roții	mm	$b_2 \ge b_c$

Scanned with OKEN Scanner



X	Lungimi minime recomandate	
	$z_1 = 1$ si 2	$z_1 = 3$ si 4
0	$(11 + 0{,}06 z_2) m_x$	$(12{,}5 + 0{,}09 z_2) m_x$
+0,5	$(11 + 0{,}1 z_2) m_x$	$(12{,}5 + 0{,}1 z_2) m_x$
+1,0	$(12 + 0{,}1 z_2) m_x$	$(13 + 0{,}1 z_2) m_x$
-0,5	$(8 + 0{,}06 z_2) m_x$	$(9{,}5 + 0{,}09 z_2) m_x$

Fig 5.1.4.1 Elemente geometrice angrenaje melcate

Scanned with OKEN Scanner

Distanța între axe de referință:

$$a = 0{,}5 \cdot m_x \cdot (q + z_2)$$

Distanța dintre axe:

$$a_w = 0{,}5 \cdot m_x \cdot (q + z_2 + 2 \cdot x)$$

Coeficientul deplasării radiale a profilului (la roata melcată):

$$x = \frac{a_w - a}{m_x}$$

Gradul de acoperire în planul frontal median la angrenaje cu melci de tip ZA: (la celelalte se determină un grad de acoperire echivalent mediu, ε_m):

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{a2}^2 - d_2^2 \cdot \cos^2 \alpha_x} - d_2 \sin\alpha_x + \frac{2m_x \cdot (h_a^* - x)}{\sin\alpha_x}}{2 \cdot \pi \, m_x \cdot \cos\alpha_x}$$

$$\varepsilon_m = \varepsilon_\alpha / \cos^2 \theta$$

$$\theta = arc\cos\left(\frac{\cos\alpha_x}{\cos\alpha_n} \cdot \cos\gamma\right)$$

Unghiul de presiune axial:

$$\alpha_x = arctg\left(\frac{tg\,\alpha_n}{\cos\gamma}\right)$$

Melcului nu i se aplică deplasări de profil radiale, deoarece aceasta nu ar avea alt efect decât majorarea (sau scăderea) coeficientului diametral, q. Deplasarea de profil se aplică numai roții melcate!

La angrenajele melcate deplasate, suprafața cilindrică a melcului care este tangentă la cilindrul de divizare al roții este numit cilindru de divizare convențional al melcului și are diametrul d_{w1}.

Abaterile dimensionale ale elementelor geometrice ale angrenajelor melcate se adoptă conform STAS 6461 - 81.

Standardul de calcul geometric și cinematic al angrenajelor melcate cilindrice este STAS 13023 - 91.

Scanned with OKEN Scanner

5.2. CALCULE DE REZISTENȚĂ ALE ANGRENAJELOR MELCATE CILINDRICE

5.2.1 Notații (conform STAS 13024 - 91)

a) Simboluri cu litere latine.

Simbol	U.M	Denumirea termenului
a	mm	Distanța între axe de referință
a_H	mm	Distanțaîntre axe necesară din condiția de rezistența la solicitările de contact de regim
a_{HM}	mm	Distanța între axe necesară din condiția de rezistență la solicitările de contact de suprasarcină
a_{max}	mm	Distanța între axe maximă la limita de evitare a ascuțirii dinților roții melcate
a_{min}	mm	Distanța între axe minimă la limita de evitare a subtăierii dinților roții melcate
a_w	mm	Distanța între axe (a angrenajului)
b_c	mm	Lățimea de calcul a coroanei dințate la roata melcată
b_2	mm	Lățimea coroanei danturate a roții melcate
d_1	mm	Diametrul de referință al melcului
d_2	mm	Diametrul de divizare - rostogolire al roții melcate
d_{a1}	mm	Diametrul (cilindrului) de cap al melcului
D_1	HRC	Duritatea flancurilor dinților melcului
E_e	MPa	Modulul de elasticitate longitudinal echivalent al materialelor roților (melc - roată melcată)
E_1, E_2	MPa	Modulul de elasticitate longitudinal al materialului (1 - la melc; 2 - la roata melcată)
h_a	-	Coeficientul capului de referință al dintelui melcului
i	-	Indice
i_{12}	-	Raportul de transmitere ($i_{12}= z_2/z_1$)
k_m	-	Raportul dintre sarcina medie și sarcina nominală a angrenajului ($k_m = T_{m2}/T_2$)
K_A	-	Factorul de serviciu (factorul de influiență a sarcinilor dinamice exterioare)
$K_{F\beta}$, $K_{H\beta}$	-	Factorul repartiției sarcinii pe lățimea danturii roții melcate pentru solicitările de încovoiere (K_F) respectiv de contact (K_H)
K_T	-	Factorul de influență a treptei de precizie a angrenajului
K_V	-	Factorul dinamic (factorul de influență a efectelor dinamice interioare)
l	mm	Distanța între reazemele melcului
L_h	ore	Durata de funcționare (durabilitatea) prescrisă a angrenajului

Scanned with OKEN Scanner

Simbol	U.M	Denumirea termenului
m_F, m_H	-	Exponentul curbei de oboseală a materialului roții melcate la solicitări de încovoiere respectiv de contact
m_{min}	mm	Modulul minim necesar din condiția de rezistență la solicitările de încovoiere de regim ale dinților roții melcate
m_{Mmin}	mm	Modulul minim necesar din condiția de rezistență la solicitările de încovoiere de suprasarcină ale dinților roții melcate
m_x	mm	Modulul axial al melcului
m'_x	mm	Modulul axial al melcului, valoarea preliminară
n_1, n_2	rot/min	Turația melcului (1) respectiv a roții melcate (2)
n_{1i}, n_{2i}	rot/min	Turația melcului(1) respectiv a roții melcate (2) în intervalul de timp t_i
N	ciclu	Numărul ciclurilor de solicitare
N_{FB}, N_{HB}	ciclu	Numărul ciclurilor de bază pentru solicitările de încovoiere respectiv de contact
N_{FE}, N_{HE}	ciclu	Numărul echivalent de cicluri la solicitările de încovoiere respectiv de contact
N_Σ	ciclu	Numărul total al ciclurilor de solicitare
P	kW	Putere
P_{1i}, P_{2i}	kW	Puterea (de aceeași mărime) la melc respectiv la roata melcată în intervalul de timp, t_i
P_{F2}	kW	Puterea transmisibilă (admisibilă)la roata melcată din condiția de rezistență la solicitările de încovoiere de regim (oboseală)
P_{FM2}	kW	Puterea transmisibilă (admisibilă) la roata melcată din condiția de rezistență la solicitările de încovoiere de suprasarcină
P_{H2}	kW	Puterea transmisibilă (admisibilă) la roata melcată din condiția de rezistență la solicitările de contact de regim (la oboseală sau gripare)
P_{HM2}	kW	Puterea transmisibilă (admisibilă) la roata melcată din condiția de rezistență la solicitările de contact de suprasarcină
P_{max1} P_{max2}	kW	Puterea maximă de suprasarcină la melc respectiv la roata melcată
P_{n1}, P_{n2}	kW	Puterea nominală la melc respectiv la roata melcată (pentru calculul de rezistență la solicitări de regim cu numărul de cicluri N_{FE} și N_{HE})
q	-	Coeficientul diametral al melcului
q'	-	Coeficientul diametral al melcului, valoarea preliminară
R	-	Gradul de asimetrie a ciclurilor de solicitări la încovoiere
R_{a1}, R_{a2}	µm	Rugozitățile flancurilor dinților
S_F	-	Factorul (coeficientul) de siguranță calculat (realizat) din condiția de rezistență la solicitările de încovoiere de regim
S_{FP}, S_{HP}	-	Factorul (coeficientul) de siguranță prescris (admis) pentru calculul de rezistență la solicitările de încovoiere, respectiv de contact, de regim

Simbol
S_H
t_i
T
T_{1i}, T_{2i}
T_{F2}
T_{FE2}, T_{HE2}
T_{FM2}
T_{H2}
T_{HM2}
T_{m1}, T_{m2}
T_{max}, T_{max2}
T_{n1}, T_{n2}
v_{al}
v'_{al}
v_1
v_2
x
x_{max}
x_{min}
Y_F
Y_N
Y_R

Scanned with OKEN Scanner

Simbol	U.M	Denumirea termenului
S_H	-	Factorul (coeficientul) de siguranță calculat (realizat) din condiția de rezistență la solicitările de contact de regim
t_i	min	Intervalul de timp " i " în care acționează sarcina T_{2i} (sau P_{2i}) de aceeași mărime și la aceeași turație a roții melcate
T	Nmm	Moment de răsucire
T_{1i}, T_{2i}	Nmm	Momentul de răsucire (de aceeași mărime) la melc respectiv la roata melcată în intervalul de timp t_i
T_{F2}	Nmm	Momentul de răsucire transmisibil (admisibil) la roata melcată din condiția de rezistență la solicitările de încovoiere de regim (oboseală)
T_{FE2}, T_{HE2}	Nmm	Momentul de răsucire echivalent la roata melcată pentru calculul de rezistență la solicitările de încovoiere respectiv de contact de regim (oboseală) cu numărul de cicluri N_E
T_{FM2}	Nmm	Momentul de răsucire transmisibil (admisibil) la roata melcată din condiția de rezistență la solicitările de încovoiere de suprasarcină
T_{H2}	Nmm	Momentul de răsucire transmisibil (admisibil) la roata melcată din condiția de rezistență la solicitările de contact de regim
T_{HM2}	Nmm	Momentul de răsucire transmisibil (admisibil) la roata melcată din condiția de rezistență la solicitările de contact de suprasarcină
T_{m1}, T_{m2}	Nmm	Momentul de răsucire mediu la melc respectiv la roata melcată (pe toată durata de funcționare)
T_{max}, T_{max2}	Nmm	Momentul de răsucire maxim de suprasarcină la melc respectiv la roata melcată
T_{n1}, T_{n2}	Nmm	Momentul de răsucire nominal la melc respectiv la roata melcată (pentru calculul de rezistență la solicitările de regim cu numărul de cicluri N_{FE} respectiv N_{HE})
v_{al}	m/s	Viteza de alunecare relativă între flancurile dinților melcului și roții melcate
v'_{al}	m/s	Idem, valoarea preliminară
v_1	m/s	Viteza periferică (tangențială) a melcului
v_2	m/s	Viteza periferică (tangențială) a roții melcate
x	-	Coeficientul deplasării radiale de profil la roata melcată
x_{max}	-	Coeficientul maxim admisibil al deplasării de profil (la roata melcată) pentru evitarea ascuțirii dinților
x_{min}	-	Coeficientul minim admisibil al deplasării de profil (la roata melcată) pentru evitarea subtăierii dinților
Y_F	-	Factorul de formă al dinților roții melcate
Y_N	-	Factorul de influență a durabilității asupra rezistenței materialului la oboseală în solicitările de încovoiere
Y_R	-	Factorul de influență a rugozităților zonelor de racordare ale flancurile dinților asupra rezistenței materialului la oboseală în solicitările de încovoiere

Scanned with OKEN Scanner

Simbol	U.M	Denumirea termenului
Y_x	-	Factorul de influenta a dimensiunilor roții melcate asupra rezistenței materialului la oboseală în solicitările de încovoiere
Y_γ	-	Factorul de influență a înclinării dinților asupra solicitărilor de încovoiere
Y_ε	-	Factorul de influență a lungimii minime de contact și a gradului de acoperire al profilului asupra solicitărilor de încovoiere
z_1, z_2	-	Numărul de dinți (începuturi) ai melcului respectiv ai roții melcate
z_n	-	Numărul de dinți echivalent al roții melcate
z_c	-	Factorul de influență a variației razei de curbură echivalente în procesul angrenării asupra solicitărilor de contact
z_ε	-	Factorul de influență a lungimii minime de contact, a gradului de acoperire al profilului și a înclinării dinților asupra solicitărilor de contact
Z_E	$MPa^{1/2}$	Factorul de influență a caracteristicilor mecanice ale materialelor roților asupra solicitărillor de contact
Z_H	-	Factorul de influență a formei flancurilor conjugate ale dinților asupra solicitărilor de contact
Z_N	-	Factorul de influență a durabilității asupra rezistenței materialului la oboseală în solicitările de contact
Z_L	-	Factorul de influență a ungerii asupra rezistenței materialului la oboseală în solicitările de contact
Z_R	-	Factorul de influență a rugozităților flancurilor dinților asupra rezistenței materialului la oboseală în solicitările de contact
Z_{v1}, Z_{v2}	-	Factori de calcul
Z_v	-	Factorul de influență a vitezelor asupra rezistenței materialului la oboseală în solicitările de contact
Z_x	-	Factorul de influență a dimensiunilor roții melcate asupra rezistenței materialului la oboseală în solicitările de contact

Scanned with OKEN Scanner

b) Simboluri cu litere greceşti

Simbol	U.M	Denumirea termenului
α_n	grade	Unghiul de presiune normal de referinţă
α_x	grade	Unghiul de presiune axial de referinţă
γ	grade	Unghiul de pantă al elicei de referinţă a melcului
γ_w	grade	Unghiul de pantă al elicei de divizare a melcului
ε_α	-	Gradul de acoperire frontal (al profilului)
η_a, η_r, η_u η_v, η_t	-	Randamentul angrenajului melcat: cel aferent pierderilor din angrenaj, randamentul rezemărilor, al ungerii, al ventilării si cel total
θ	-	Coeficientul de deformaţie a melcului
μ	-	Coeficientul de frecare (pe flancurile dinţilor)
ν_1, ν_2	-	Coeficientul lui Poisson pentru materialul melcului respectiv al roţii melcate
ν	cm^2/s (cst)	Vâscozitatea cinematică a uleiului de ungere
ξ	-	Coeficientul de variaţie a lungimii de contact
σ_F	MPa	Tensiunea de încovoiere de regim (oboseală) la baza dinţilor roţii melcate (calculată pentru sarcina nominală)
$\sigma_{Flim\,b}$	MPa	Rezistenţa la oboseală de bază la solicitările de încovoiere (în cicluri cu grad de asimetrie R)
$\sigma_{F\,lim\,N}$	MPa	Rezistenţa la oboseală la încovoiere pentru solicitări cu numărul de cicluri N
σ_{Fmax}	MPa	Tensiunea de încovoiere de suprasarcină la baza dinţilor roţii melcate
σ_{FP}	MPa	Tensiunea de încovoiere admisibilă la solicitările de regim (oboseală)
$\sigma_{FP\,st}$	MPa	Tensiunea de încovoiere admisibilă de suprasarcină
$\sigma_{0\,lim\,b}$, $\sigma_{-1\,lim\,b}$	MPa	Rezistenţa la oboseală de bază la solicitările de încovoiere în cicluri cu grad de asimetrie R = 0 respectiv R = - 1
σ_H	MPa	Tensiunea de contact de regim pe flancurile dinţilor (calculată pentru sarcina nominală)
$\sigma_{H\,lim\,b}$	MPa	Rezistenţa la oboseală de bază la solicitările de contact
$\sigma_{H\,lim\,N}$	MPa	Rezistenţa la oboseală la solicitări de contact pentru numărul de cicluri N
σ_{Hmax}	MPa	Tensiunea de contact de suprasarcină pe flancurile dinţilor
σ_{HP}	MPa	Tensiunea de contact admisibilă la solicitările de regim
σ_{HPG}	MPa	Tensiunea de contact admisibilă la gripare la solicitările de regim
σ_{HPN}	MPa	Tensiunea de contact admisibilă la solicitările de regim (de oboseală)

Scanned with OKEN Scanner

Simbol	U.M	Denumirea termenului
$\sigma_{HP\,st}$	MPa	Tensiunea de contact admisibilă la suprasarcini
φ	grade	Unghiul de frecare echivalent
χ	grade	Semiunghiul coroanei dințate a roții melcate
ψ_{d1}	-	Coeficientul diametral de referință al lățimii de calcul a danturii roții melcate
ψ_{da1}	-	Coeficientul diametral al lățimii de calcul a danturii roții melcate

5.2.2 Forțele din angrenajele melcate cilindrice

La determinarea forțelor din angrenajele melcate cilindrice trebuie să se țină seama și de forțele de frecare de alunecare care apar între spirele melcului și dinții roții melcate, aflate în angrenare.

În figura 5.2.2.1 au fost reprezentate componentele forțelor din angrenare în cazul în care melcul este elementul conducător. Se observă că direcția axială a melcului este direcția tangențială pentru roata melcată, respectiv direcția tangențială a melcului este direcția axială pentru roata melcată. Considerând o secțiune normală pe direcția dinților melcului de pe cilindrul de rostogolire (cu diametrul d_{w1}), forțele normale pe dinți, F_{n1} și F_{n2} se descompun în componente radiale (F_{r1} și F_{r2}) și altele perpendiculare pe cele radiale, F'_{n1} și F'_{n2} care pot fi calculate cu relațiile:

$$F_{r1} = F_{n1} \cdot \sin\alpha_n \quad \text{și} \quad F_{r2} = F_{n2} \cdot \sin\alpha_n \qquad (5.2.2.1)$$

$$F'_{n1} = F_{n1} \cdot \cos\alpha_n \quad \text{și} \quad F'_{n2} = F_{n2} \cdot \cos\alpha_n \qquad (5.2.2.2)$$

În urma translației componentelor F'_{n1} și F'_{n2} în polul angrenării, urmată de descompunerea acestora după direcțiile tangențială și axială, simultan cu descompunerea forțelor de frecare μF_{n1} și μF_{n2} după aceleași direcții, rezultă relațiile de calcul ale componentelor tangențiale și axiale:

$$F_{t1} = F'_{n1} \cdot \sin\gamma_w + \mu \cdot F_{n1} \cdot \cos\gamma_w \qquad F_{t2} = F'_{n2} \cdot \cos\gamma_w - F_{n2} \cdot \mu \cdot \sin\gamma_w$$

sau:

$$F_{t1} = F_{n1}(\cos\alpha_n \cdot \sin\gamma_w + \mu \cdot \cos\gamma_w) \qquad F_{t2} = F_{n2} \cdot (\cos\alpha_n \cdot \cos\gamma_w - \mu \cdot \sin\gamma_w) \quad (5.2.2.3)$$

$$F_{a1} = F_{n1} \cdot (\cos\alpha_n \cdot \cos\gamma_w - \mu \cdot \sin\gamma_w) \qquad F_{a2} = F_{n2} \cdot (\cos\alpha_n \cdot \sin\gamma_w + \mu \cdot \cos\gamma_w) \quad (5.2.2.4)$$

Scanned with OKEN Scanner

Exprimând toate componentele forțelor în funcție de componentele tangențiale, care pot fi determinate cu ușurință în funcție de momentele de torsiune (T) și diametrele de rostogolire (d_{w1} și d_2), rezultă :

$$F_{n1} = \frac{F_{t1}}{\cos\alpha_n \cdot \sin\gamma_w + \mu \cdot \cos\gamma_w}; \qquad F_{n2} = \frac{F_{t2}}{\cos\alpha_n \cdot \cos\gamma_w - \mu \cdot \sin\gamma_w} \qquad (5.2.2.5)$$

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \frac{\cos\alpha_n \cdot \cos\gamma_w - \mu \cdot \sin\gamma_w}{\cos\alpha_n \cdot \sin\gamma_w + \mu \cdot \cos\gamma_w}; \quad F_{a2} = F_{t2} \cdot \frac{\cos\alpha_n \cdot \sin\gamma_w + \mu \cdot \cos\gamma_w}{\cos\alpha_n \cdot \cos\gamma_w - \mu \cdot \sin\gamma_w} \qquad (5.2.2.6)$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \frac{\sin\alpha_n}{\cos\alpha_n \cdot \sin\gamma_w + \mu \cdot \cos\gamma_w}; \quad F_{r2} = F_{t2} \cdot \frac{\sin\alpha_n}{\cos\alpha_n \cdot \cos\gamma_w - \mu \cdot \sin\gamma_w} \qquad (5.2.2.7)$$

Exprimând coeficientul de frecare, μ, cu ajutorul unghiului de frecare, $\varnothing$, conform relațiilor;

$$\mu = tg\varnothing \qquad \text{și;} \qquad \mu' = \frac{tg\varnothing}{\cos\alpha_n} = tg\varnothing' \qquad (5.2.28)$$

Împărțind fiecare termen al relațiilor (5.2.2.6) și (5.2.2.7) cu produsul $(\cos\alpha_n \cdot \cos\gamma_w)$, rezultă:

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \frac{1 - tg\varnothing' \, tg\gamma_w}{tg\gamma_w + tg\varnothing'} \qquad F_{a2} = F_{t2} \cdot \frac{tg\gamma_w + tg\varnothing'}{1 - tg\varnothing' \cdot tg\gamma_w} \qquad (5.2.2.9)$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \frac{tg\alpha_n \cdot \cos\varnothing'}{\cos\varnothing' \cdot \sin\gamma_w + \sin\varnothing' \cdot \cos\gamma_w}; \quad F_{r2} = F_{t2} \cdot \frac{tg\alpha_n \cdot \cos\varnothing'}{\cos\varnothing \cdot \cos\gamma_w - \sin\varnothing' \cdot \sin\gamma_w} \qquad (5.2.2.10)$$

sau:

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \frac{1}{tg(\gamma_w + \varnothing')} \qquad F_{a2} = F_{t2} \cdot tg(\gamma_w + \varnothing') \qquad (5.2.2.11)$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \frac{tg\alpha_n \cdot \cos\varnothing'}{\sin(\gamma_w + \varnothing')} \qquad F_{r2} = F_{t2} \cdot \frac{tg\alpha_n \cdot \cos\varnothing'}{\cos(\gamma_w + \varnothing')} \qquad (5.2.2.12)$$

Dacă se neglijează forțele de frecare $(\varnothing' = 0)$ se obțin relațiile:

$$F_{a1} = F_{t1} / tg\gamma_w \qquad F_{a2} = F_{t2} \cdot tg\gamma_w \qquad (5.2.2.13)$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \frac{tg\alpha_n}{\sin\gamma_w} \qquad F_{r2} = F_{t2} \cdot \frac{tg\alpha_n}{\cos\gamma_w} \qquad (5.2.2.14)$$

Raportul dintre componentele tangențiale ale forțelor:

$$\frac{F_{t2}}{F_{t1}} = \frac{1}{tg(\gamma_w + \varnothing')} \qquad (5.2.2.15)$$

Scanned with OKEN Scanner

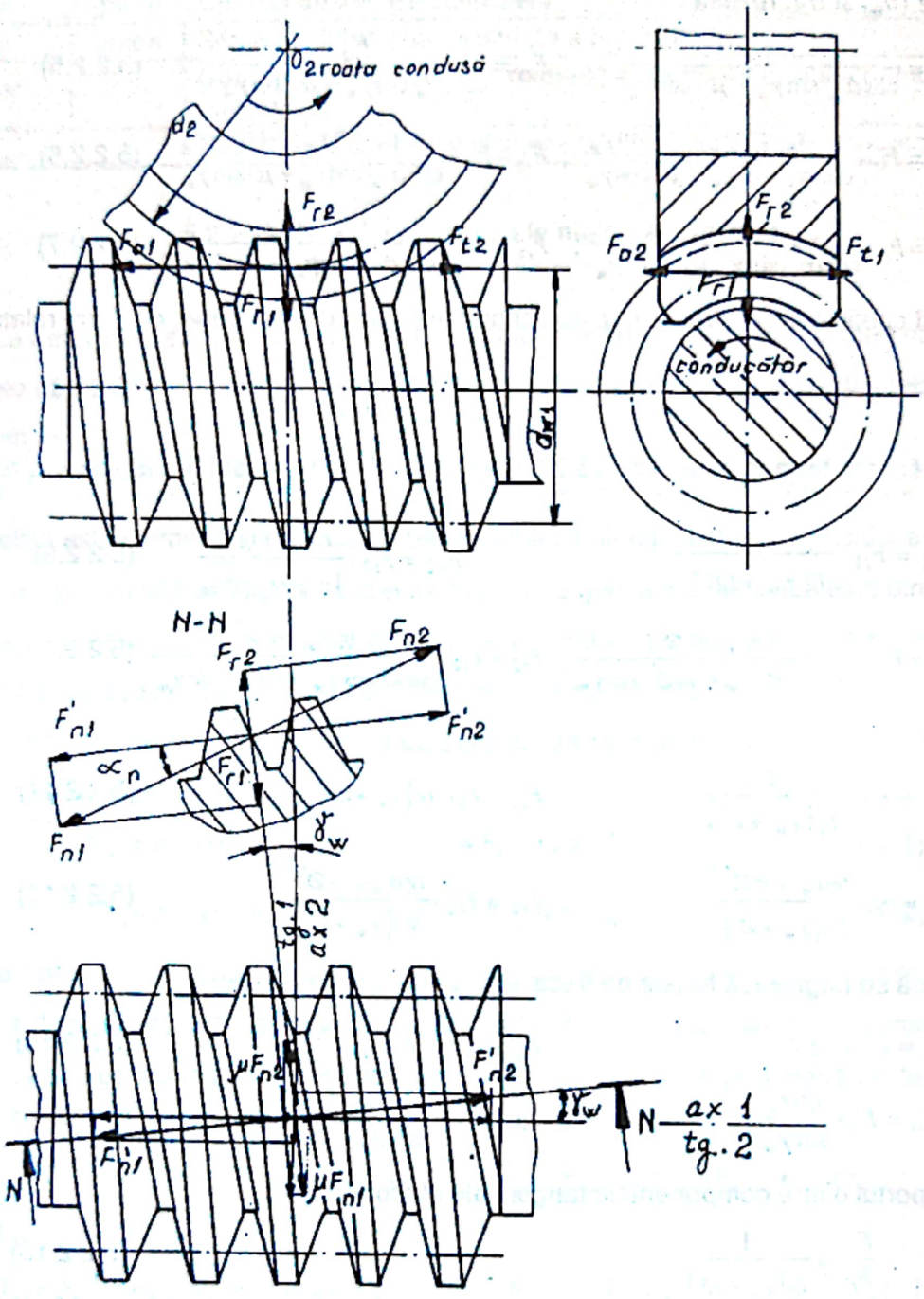


Fig. 5.2.2.1 Forțele din angrenajele melcate cilindrice cu melcul element conducător

Scanned with OKEN Scanner

În cazul unui angrenaj în care roata melcată este elementul conducător, contactul dintre dinți se realizează pe flancul opus, așa cum se observă din Fig.5.2.2.2. pentru aceleași sensuri de rotație sensul forței de frecare, μF_n rămânând același ca și în cazul când melcul este elementul conducător.Relațiile de calcul a componentelor forțelor normale rămân similare cu relațiile (5.2.2.11)...(5.2.2.14), cu excepția semnelor dintre termenii numărătorilor și numitorilor fracțiilor.În final se obțin relațiile de calcul următoare:

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \frac{1}{tg\left(\gamma_w - \phi'\right)} \qquad F_{a2} = F_{t2} \cdot tg\left(\gamma_w - \phi'\right) \qquad (5.2.2.16)$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \frac{tg\,\alpha_n \cdot cos\phi'}{sin\left(\gamma_w - \phi'\right)} \qquad F_{r2} = F_{t2} \cdot \frac{tg\,\alpha_n \cdot cos\phi'}{cos\left(\gamma_w - \phi'\right)} \qquad (5.2.2.17)$$

$$F_{t1} = F_{t2} \cdot tg\left(\gamma_w - \phi'\right)$$

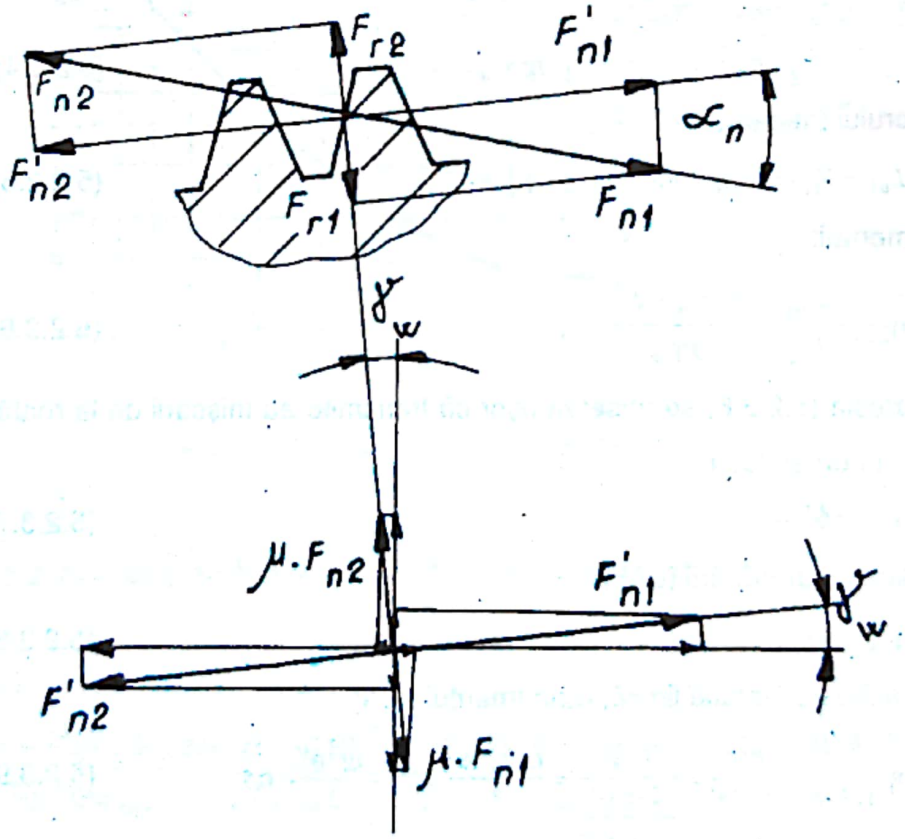


Fig. 5.2.2.2. Forțele din angrenajele melcate cilindrice cu roata melcată conducătoare

Scanned with OKEN Scanner

5.2.3 Randamentul angrenajelor melcate cilindrice

Se calculează randamentul corespunzător unei rotaţii a melcului.Lucrul mecanic consumat, în cazul melcului conducător, poate fi determinat cu expresia:

$$L_{c1} = F_{t1} \cdot \pi \cdot d_{w1} = F_{t2} \cdot tg\left(\gamma_w + \phi'\right) \pi \cdot d_{w1} \qquad (5.2.3.1)$$

Lucrul mecanic util, furnizat de roata melcată al cărei cerc de divizare a avansat cu un pas al elicei, va fi :

$$L_{u2} = F_{t2} \cdot p_z = F_{t2} \cdot \pi \cdot d_{w1} \cdot tg\gamma_w \qquad (5.2.3.2)$$

Randamentul:

$$\eta_{12} = \frac{L_{u2}}{L_{c1}} = \frac{tg\gamma_w}{tg\left(\gamma_w + \phi'\right)} \qquad (5.2.3.3)$$

În cazul în care roata melcată este elementul conducător, expresia lucrului mecanic consumat va fi:

$$L_{c2} = F_{t2} \cdot p_z = F_{t2} \cdot \pi \cdot d_{w1} \cdot tg\gamma_w \qquad (5.2.3.4)$$

iar a lucrului mecanic util:

$$L_{u1} = F_{t1} \cdot \pi \cdot d_{w1} = F_{t2} \cdot tg\left(\gamma_w - \phi'\right) \cdot \pi \cdot d_{w1} \qquad (5.2.2.5)$$

Randamentul:

$$\eta_{21} = \frac{L_{u1}}{L_{c2}} = \frac{tg\left(\gamma_w - \phi'\right)}{tg\gamma_w} \qquad (5.2.3.6)$$

Din expresia (5.2.3.6) se observă uşor că transmiterea mişcării de la roată (2) la melc (1) este posibilă numai dacă:

$$\gamma_w \geq \phi' \qquad (5.2.3.7)$$

sau la limita autofrînării (LAF);

$$\gamma_w = \phi' \qquad (5.2.3.8)$$

Pentru această situaţie limită, randamentul va fi:

$$\eta_{12LAF} = \frac{tg\phi'}{tg2\phi'} = \frac{tg\phi'}{\frac{2 \cdot tg\phi'}{1 - tg^2\phi'}} = \frac{1 - tg^2\phi'}{2} = 0{,}5 - \frac{tg^2\phi'}{2} < 0{,}5 \qquad (5.2.3.9)$$

În Fig.5.2.3.1. a fost reprezentată variaţia randamentului angrenajelor melcate cilindrice în funcţie de unghiul elicei melcului (γ), pentru o anumită valoare a coeficientului

Scanned with OKEN Scanner

de frecare, μ. Acesta, la rândul său, este dependent de natura și de calitatea suprafețelor în contact, de corectitudinea angrenării, de viteza de alunecare, de calitatea lubrifiantului, putând lua valori între 0,03 și 0,15 (corespunzătoare unor unghiuri de frecare, ϕ între 2° și 7°.

Valorile maxime ale randamentului se obțin pentru unghiuri mari ale elicei melcului, peste 25°, 30°, corespunzătoare unor melci cu mai multe începuturi, care pentru rapoarte de transmitere mari, măresc mult dimensiunile angrenajului. Condiția (5.2.3.7) precum și valorile mai mici $(\gamma_w < \phi)$ sunt caracteristice angrenajelor melcate ireversibile, cu autofrânare, proprietate utilizată în cazul mașinilor de ridicat la care melcul acționează roata melcată la ridicarea sarcinii, dar sarcina nu poate coborî da la sine prin acționarea roții melcate.

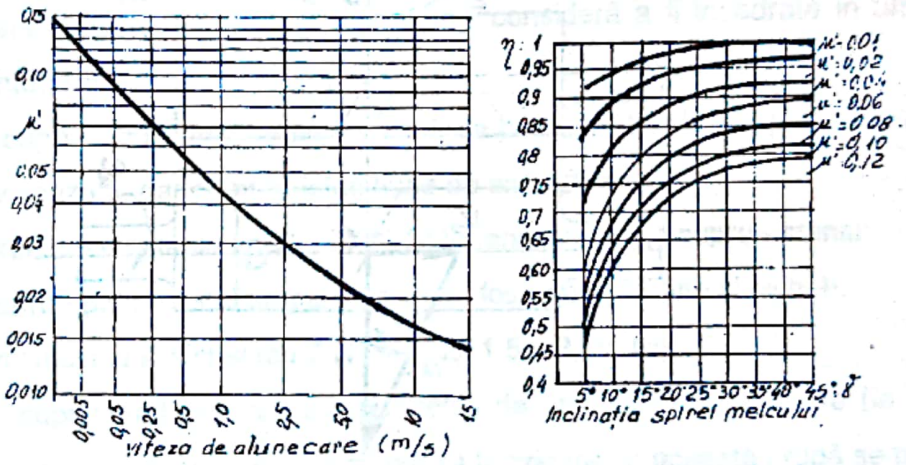


Fig. 5.2.3.1. Coeficientul de frecare și randamentul angrenajului melcat cilindric

5.2.4. Viteza de alunecare la angrenajele melcate, materiale utilizate

În Fig. 5.2.4.1 au fost reprezentate viteza periferică a melcului (V_1) și viteza periferică a roții melcate (V_2) precum și rezultanta acestora, V_{ab} denumită viteză de alunecare a melcului, având aceiași înclinare ca și spira melcului, γ_w.

Expresiile acestor viteze sunt următoarele:

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d \cdot n_1}{60000} \qquad V_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60000}$$

Scanned with OKEN Scanner

$$V_{al} = \frac{V_1}{\cos\gamma_w} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000 \cdot \sqrt{tg^2\gamma_w + 1}} = \frac{\pi \cdot m_x \cdot n_1 \sqrt{z^2_1 + q^2}}{60000} = \frac{m_x \cdot n_1}{19100} \cdot \sqrt{z_1^2 + q^2} \quad (5.2.4.1)$$

deoarece: $d_1 = q \cdot m_x$ și $tg\gamma_w \cong \frac{z_1}{q}$

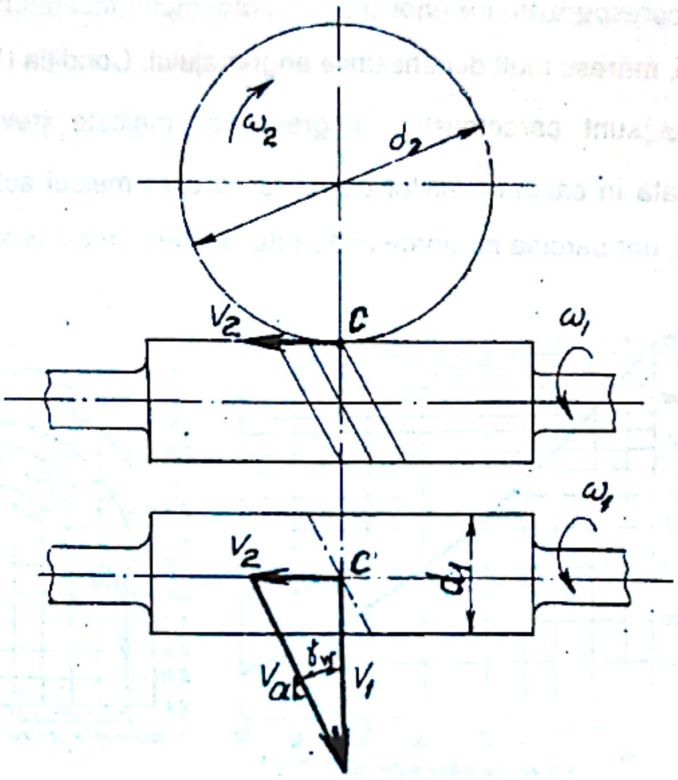


Fig. 5.2.4.1 Viteza de alunecare a melcului

Viteza de alunecare influențează valoarea coeficientului de frecare a flancurilor dinților. Melcii se execută din oțeluri aliate de cementare, durificate la 56-62 HRC, rectificate și lustruite, sau din oțeluri de îmbunătățire aliate, cu flancurile călite la 45-55 HRC. Pentru roata melcată (sau coroana sa) se folosesc bronzurile cu staniu turnate centrifugal, sau cele cu aluminiu, pentru viteze de alunecare sub 2m/s, putându-se folosi și fonte antifricțiune, aliaje din aluminiu, zinc sau chiar mase plastice.

Scanned with OKEN Scanner

Treapta de precizie pentru angrenajele melcate, conform STAS 6461- 81, este 6, 7,8, mai rar 9 (pentru viteze şi încărcări mici). Deoarece materialele pentru roţile melcate au rezistenţe mai mici decât cele pentru melci, calculele de rezistenţă se vor face pentru roţile melcate. Pe lângă calculele de rezistenţă la solicitările de încovoiere şi contact, trebuie făcut şi calculul termic şi verificarea la gripaj.

Pentru confecţionarea coroanelor dinţate ale roţilor melcate sunt indicate materiale cu următoarele proprietăţi:

- rezistenţă la oboseală la solicitări de contact cât mai mare;
- rezistenţă bună faţă de gripare;
- proprietate bună antifricţiune.

Sub aspectul acestor proprietăţi materialele recomandabile pentru danturile roţilor melcate (în general aliaje de cupru sau fonte) se consideră a fi încadrate în următoarele patru grupe (conform STAS 13024-91):

Grupa I, cuprinzând următoarele categorii de bronzuri, turnate în piese, cu rezistenţă mecanică relativ scăzută, dar cu proprietăţi bune de antifricţiune:

- unele bronzuri cu staniu (cu 6.....10% Sn), denumite aliaje cupru - staniu;
- aliaje cupru - plumb - staniu (care pe lângă fosfor pot conţine şi nichel);
- bronzuri cu stibiu şi nichel (cu 7....8% Sb şi 1,5....2,5% Ni).

Grupa II, cuprinzând bronzuri cu proprietăţi de antifricţiune mai slabe (în special la viteze de alunecare mari), şi rezistenţă mai redusă la gripare. În această grupă se pot include bronzurile cu conţinut mai scăzut de staniu (3...6%Sn), şi care mai conţin şi plumb (aliaje cupru-staniu-plumb-zinc).

Grupa III, formată din aliaje de cupru,în general cu rezistenţă relativ redusă la gripare:

- aliaje cupru - aluminiu (cu fier, fier şi nichel sau mangan);
- aliaje cupru - zinc (alamă cu plumb şi staniu sau cu plumb şi mangan).

Grupa IV, cuprinzând fontele cenuşii obişnuite, fontele cenuşii cu grafit lamelar, fontele aliate (cu cupru şi titan) rezistente la uzură. La aceste materiale rezistenţa faţă de gripare este mult mai redusă decât rezistenţa la oboseală la solicitările de contact.

Scanned with OKEN Scanner

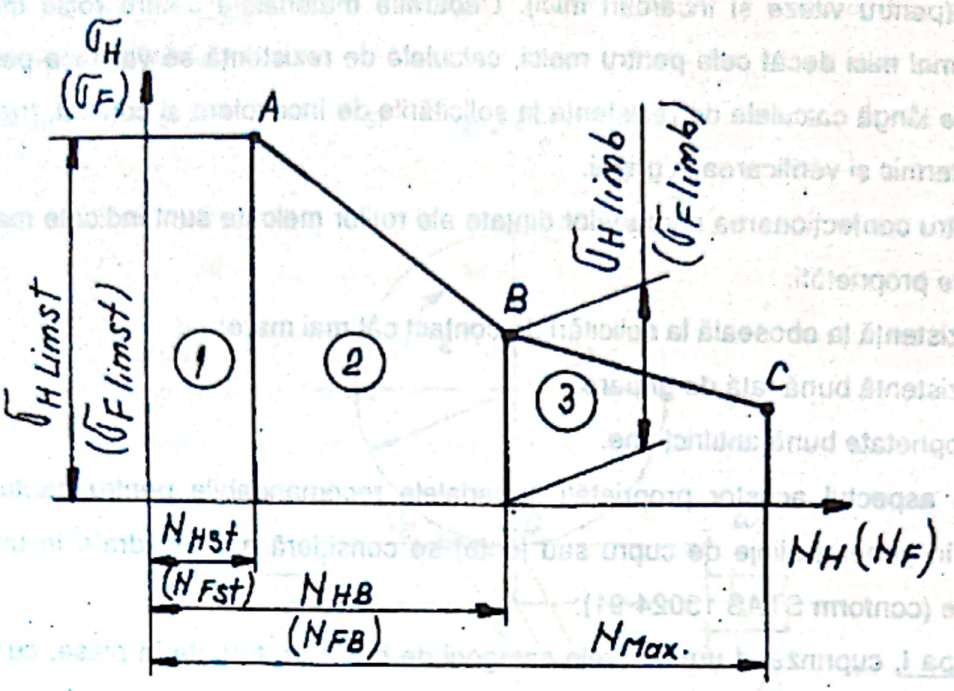


Fig.5.2.6.1. Curba de oboseală pentru materialele roţilor melcate.

Gr. mat.	N_{Fst} N_{Hst}	N_{HB}	N_{FB}	m_H (AB)	m_H (BC)	m_F (AB)	m_F (BC)	$\sigma_{olimb}/\sigma_{rt}$	$\sigma_{.1limb}/\sigma_{rt}$	σ_{HPst}	σ_{FPst}
I +II	10^4	10^7	10^7	8	10	9	20	0,45... 0,35	0,4 ÷ 0,3	$4\sigma_{ct}$	$0,8\sigma_{ct}$
III	10^4	10^7	10^7	8	10	9	20	0,45... 0,35	0,4 ÷ 0,3	$2\sigma_{ct}$	$0,8\sigma_{ct}$
I V	10^4	5.10^7	3.10^6	8	12	9	10	0,48... 0,7	0,4 ÷ 0,5	$1,5\sigma_{HPG}$	$0,6\sigma_{ct}$

Scanned with OKEN Scanner

5.2.5. Angrenajul echivalent angrenajului melcat.

Roata melcată este echivalentă cu o roată cilindrică cu dinți înclinați cu unghiul γ_w având lățimea b_c, determinată cu relația:

$$b_c = \frac{2 \cdot \pi \cdot \chi^0 \cdot d_1}{180^0 \cdot 2} = \frac{\pi \cdot \chi^0}{180^0} \cdot d_1 \qquad (5.2.5.1)$$

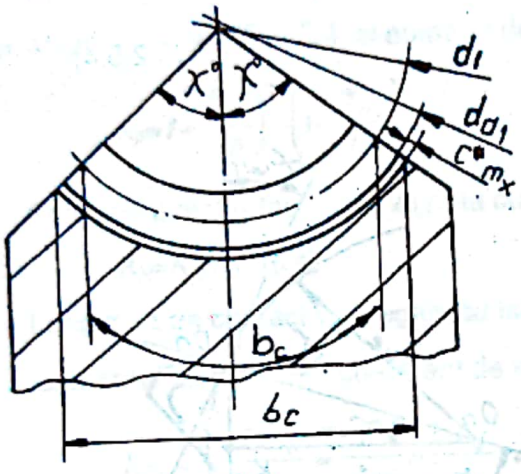


Fig.5.2.5.1 Elementele de calcul a lățimii roții melcate (b_c)

Simbolurile utilizate, conform Fig.5.2.5.1. sunt următoarele:

χ^0- semiunghiul coroanei roții melcate

d_1- diametrul de divizare al melcului

$d_{a1} = d_1 + 2h_a$ - diametrul cilindrului de cap al melcului

În continuare, se procedează la secționarea angrenajului cu un plan normal pe direcția dinților (Fig. 5.2.5.2), rezultând un angrenaj format dintr-o roată dințată cilindrică cu dinți drepți (având diametrul de divizare d_{n2} și lățimea $b_c/\cos\gamma_w$) și o cremalieră având profilul normal al melcului. Numărul de dinți ai roții echivalente:

$$z_{n2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma_w} \qquad (5.2.5.2)$$

Diametrul roții echivalente:

$$d_{n2} = \frac{d_2}{\cos^2 \gamma_w} \qquad (5.2.5.3)$$

Scanned with OKEN Scanner

Aceasta din urmă are valoarea egală cu dublul razei mari de curbură a elipsei obținute în urma secționării cu planul normal pe direcția dinților de pe cilindrul de divizare (rostogolire) al roții melcate (analog cu cele prezentate în capitolul 3.2.2 pentru roțile dințate cilindrice cu dinți înclinați:

$$2 \cdot \rho_{b_e} = \frac{2a_e^2}{b_e} = \frac{d_2}{\cos^2 \gamma_w}$$

Lățimea roții echivalente:

$$b_{en} = \frac{b_c}{\cos \gamma_w} \qquad (5.2.5.4)$$

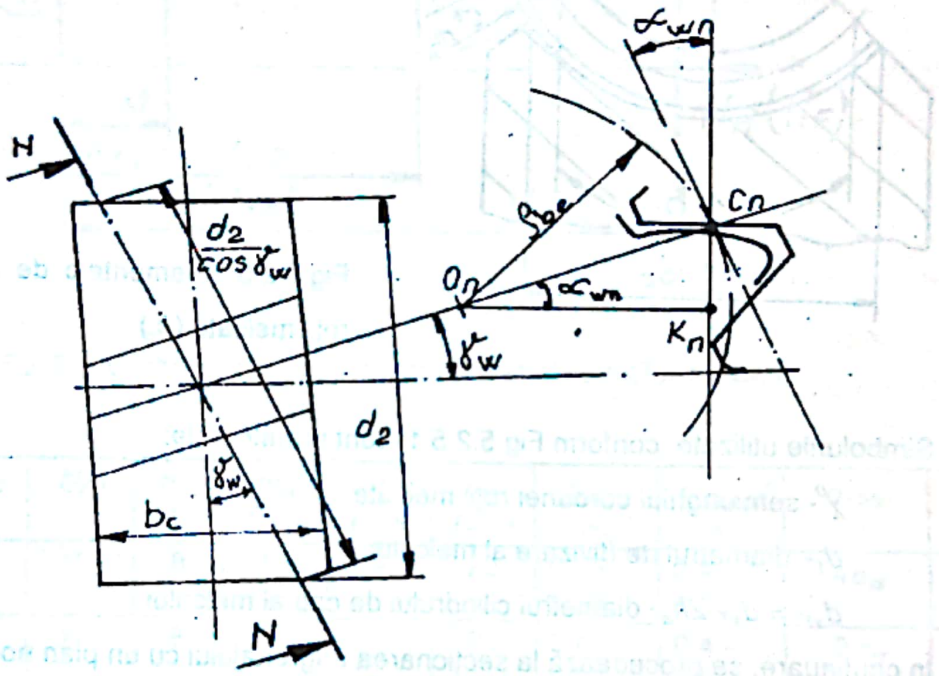


Fig.5.25.2. Danturile angrenajului echivalent angrenajului melcat.

5.2.6. Calculul angrenajelor melcate cilindrice la solicitările de contact ale flancurile dinților

Calculul de rezistență la solicitările de contact ale flancurilor dinților se bazează pe relația lui Hertz, aplicată roții dințate echivalente roții melcate (executată, în general, dintr-un material cu rezistență mai mică decât cel utilizat pentru melc).

Scanned with OKEN Scanner

Coeficienţii care afectează mărimea sarcinii nominale:

K_A- factorul de serviciu (de influenţă a sarcinilor dinamice exterioare) =1,0..2,5.

K_T- factorul de influenţă a treptei de precizie a angrenajului =1,0....1,16

K_V- factorul dinamic - în funcţie de viteza de alunecare şi treapta de precizie = 1,0 1,4

$K_\beta=K_{F\beta}=K_{H\beta}$- factorul repartiţiei sarcinii pe lăţimea roţii melcate în funcţie de coeficientul de deformaţie a melcului, θ, coeficientul diametral, q, raportul dintre momentul de torsiune maxim şi cel nominal (T_{m2}/T_{n2}), şi numărul de dinţi al roţii melcate (z_2);

$$K_\beta=1+\left(\frac{z_2}{\theta}\right)^3\cdot\left(1-\frac{T_{m2}}{T_{n2}}\right)$$

Produsul acestor factori se va nota cu K_H:

$$K_H=K_A.K_T.K_V.K_\beta \qquad (5.2.6.1)$$

Lungimea de contact va fi egală cu lăţimea roţii echivalente afectată de gradul de acoperire, ε_α, şi de un coeficient de variaţie a lungimii de contact, $\xi= 0,75$:

$$l_{Hn}=\frac{b_c\cdot\xi\cdot\varepsilon_\alpha}{\cos\gamma_w}=\frac{\pi\cdot\chi^0\cdot\xi\cdot\varepsilon_\alpha}{180^o\cdot\cos\gamma_w}\cdot d_1=\frac{d_1}{Z_\varepsilon^2}, \qquad (5.2.6.2)$$

Z_ε= factorul de influenţă a lungimii minime de contact, a gradului de acoperire al profilului şi a înclinării dinţilor.

$$z_\varepsilon^2=\frac{180^o\cdot\cos\gamma_w}{\pi\cdot\xi\cdot\chi^0\cdot\varepsilon_\alpha} \qquad (5.2.6.3)$$

Raza de curbură echivalentă:

$$\rho_{en}=\frac{2\cdot\rho_{1n}\cdot\rho_{2n}}{\rho_{1n}+\rho_{2n}}=\frac{2\cdot\rho_{2n}}{\frac{\rho_{1n}}{\rho_{1n}}+\frac{\rho_{2n}}{\rho_{1n}}}=2\cdot\rho_{2n} \qquad (5.2.6.4)$$

(deoarece flancurile melcului pot fi considerate rectilinii, deci $\rho_{1n}=\infty$)

$$\rho_{en}=\frac{d_2}{\cos^2\gamma_w}\cdot\sin\alpha_{wn} \qquad (5.2.6.5)$$

Forţa normală pe dinte (în polul angrenării angrenajului echivalent) conform relaţiei (5.2.2.5):

Scanned with OKEN Scanner

$$F_{n2} = \frac{F_{t2}}{\cos\alpha_{wn} \cdot \cos\gamma_w - \mu \cdot \sin\gamma_w}$$ sau , cu neglijarea forței de frecare:

$$F_{n2} \cong \frac{F_{t2}}{\cos\alpha_{wn} \cdot \cos\gamma_w} \qquad (5.2.6.6)$$

Cu aceste precizări, relația lui Hertz devine:

$$\sigma_H = 0{,}592 \cdot \sqrt{\frac{F_{n2} \cdot E_e}{l_{Hn} \cdot \rho_{en}}} = \sqrt{\frac{0{,}592^2 \cdot E_e \cdot 2 \cdot F_{t2} \cdot K_H \cdot z_\varepsilon^{2} \cdot \cos^2\gamma_w}{2\cos\alpha_{wn} \cdot \cos\gamma_w \cdot d_1 \cdot d_2 \cdot \sin\alpha_{wn}}}$$

Se notează: $$z_H^2 = \frac{2 \cdot \cos\gamma_w}{\sin\alpha_{wn} \cos\alpha_{wn}} = \frac{4 \cdot \cos\gamma_w}{\sin 2\alpha_{wn}} \qquad (5.2.6.7)$$

$$z_E^2 = 0{,}175\, E_e$$

Se introduce factorul de variație a razei de curbură echivalente: z_c

$$z_c = 0{,}6 + 0{,}01x - 0{,}005z_1 - 0{,}0014z_2 + 0{,}008q$$

Se transformă produsul diametrelor:

$$d_1 \cdot d_2^2 = d_1^3 \cdot \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2 = d_1^3 \cdot \left(\frac{z_2 \cdot m_x}{q \cdot m_x}\right)^2 = \left(\frac{2 \cdot a}{1 + \frac{z_2}{q}}\right)^3 \cdot \left(\frac{z_2}{q}\right)^2$$

$$F_{t2} = \frac{T_2 \cdot 2}{d_2}$$

Notând cu: $z^2 = (z_E \cdot z_H \cdot z_\varepsilon \cdot z_c)^2$, rezultă relațiile de verificare;

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{z^2 \cdot T_2 \cdot K_H \cdot 2}{d_1 \cdot d_2^2}} = \sqrt{\frac{\left(\frac{z_2}{q} + 1\right)^3 \cdot z^2 \cdot T_2 \cdot K_H}{4 \cdot a^3 \cdot \left(\frac{z_2}{q}\right)^2}} \le \sigma_{HP} \qquad (5.2.6.8)$$

sau $$\sigma_H = \frac{z}{d_2} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_2 \cdot K_H}{d_1}} \le \sigma_{HP} \qquad (5.2.6.9)$$

Relațiile de dimensionare rezultă din cele de verificare:

$$a \ge \left(\frac{z_2}{q} + 1\right) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{z}{\sigma_{HP} \cdot \frac{z_2}{q}}\right)^2 \cdot \frac{T_2 \cdot K_H}{4}} \qquad (5.2.6.10)$$

Scanned with OKEN Scanner

Tensiunea admisibilă la solicitările de regim de contact ale flancurilor dinților roților melcate este aleasă ca valoarea minimă dintre tensiunea admisibilă la oboseală de contact (σ_{HPN}) și tensiunea admisibilă pentru evitarea gripării flancurilor dinților (σ_{HPG}):

$$\sigma_{HP} = min(\sigma_{HPN}, \sigma_{HPG})$$

$$\sigma_{HPN} = \frac{\sigma_{H\,limb}}{S_{HP}} \cdot z_N \cdot z_L \cdot z_R \cdot z_V \cdot z_X,$$

factorii având semnificațiile precizate în cap.3.2.9 sau se iau direct din tabele.

Pentru calculul la suprasolicitările de contact de scurtă durată, considerate solicitări statice, în expresia coeficientului global de exploatare nu se mai introduc factorii K_A și K_V:

$$K_{Hst} = K_T \cdot K_{H\beta} \qquad (5.2.6.11)$$

Relațiile de verificare la aceste solicitări sunt de forma:

$$\sigma_{H\,max} = \frac{z}{d_2}\sqrt{\frac{2 \cdot T_{H\,max_2} \cdot K_{Hst}}{d_1}} \le \sigma_{HPst} \qquad (5.2.6.12)$$

Tensiunile admisibile la suprasarcini se vor calcula în funcție de limita de curgere pentru bronzuri și alame și în funcție de tensiunea admisibilă la gripare pentru fontele la care aceasta este mai mică decât limita de curgere:

$$\sigma_{HPst} = (4...2)\sigma_c \qquad (5.2.6.13)$$

Relațiile de dimensionare vor fi de forma:

$$a \ge \left(\frac{z_2}{q} + 1\right) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{z}{\sigma_{HPst} \cdot \frac{z_2}{q}}\right)^2 \cdot \frac{T_{H\,max\,2} \cdot K_{Hst}}{4}} \qquad (5.2.6.14)$$

Scanned with OKEN Scanner

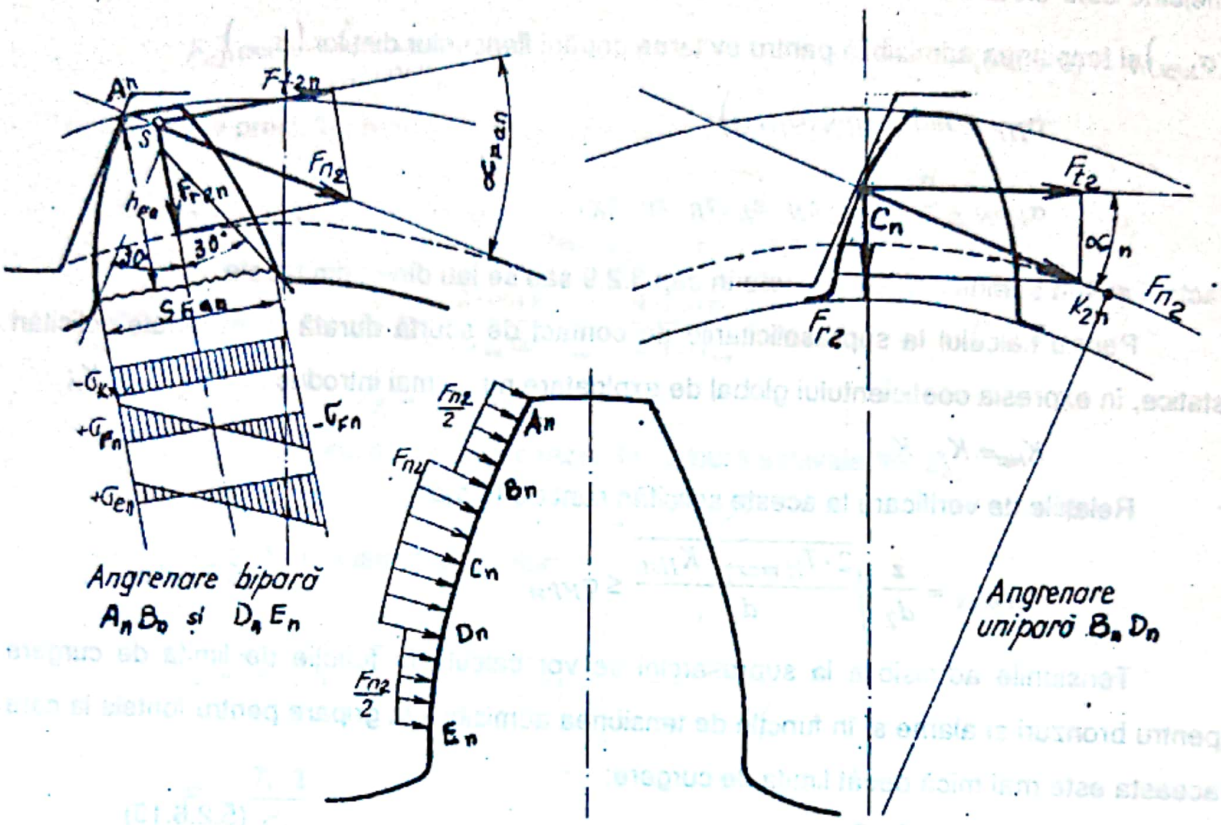


Fig.5.2.7.1 Solicitările de încovoiere a dinților roții echivalente roții melcate

5.2.7. Calculul angrenajelor melcate cilindrice la solicitările de încovoiere a dinților

Calculele de rezistență la încovoiere se referă la dantura roții dințate echivalente roții melcate (Fig.5.2.7.1)

Analog cu cele stabilite în cazul roților dințate cilindrice cu dinți înclinați, tensiunea nominală de încovoiere poate fi calculată cu relația :

$$\sigma_F = \frac{F_{t2} \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\varepsilon}{b_{cn} \cdot m_n} \leq \sigma_{FP} \qquad (5.2.7.1)$$

unde:

b_{cil}= lungimea dintelui roții echivalente = $\frac{d_1 \cdot \pi \cdot \chi^o \cdot \xi \cdot \varepsilon_\alpha}{180^o \cdot \cos\gamma_w} = \frac{d_1 \cdot Y_\gamma}{Y_\varepsilon}$ (5.2.7.2)

Y_ε= factorul de influență a lungimii minime de contact și a gradului de acoperire frontal asupra solicitărilor de încovoiere.

$$Y_\varepsilon = \frac{180^o}{\pi \cdot \chi^o \cdot \xi \cdot \varepsilon_\alpha} = \frac{76,4}{\chi^o \cdot \varepsilon_\alpha} \qquad (5.2.7.3)$$

(factorii componenți au fost definiți în cap.(5.2.6)

$K_F = K_A . K_V . K_T . K_{F\beta}$ (similar cu K_H, relația 5.2.6.1) (5.2.7.4)

Y= coeficientul de formă global = $Y_F . Y_\gamma . Y_\varepsilon$ (5.2.7.5)

Y_γ= factorul de influență a înclinării dinților = $\frac{1}{\cos\gamma_w}$ (5.2.7.6)

Y_F= factorul de formă al dinților roții echivalente roții melcate

Tensiunea admisibilă la încovoiere:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F\,limb} Y_N . Y_R . Y_x}{S_{FP}}$$ (similar cu cele prezentate în cap. 2.2)

Având în vedere că:

$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2}$ și $m_n = m_x \cdot \cos\gamma_w$; $d_1 = q \cdot m_x$; $d_2 = z_2 \cdot m_x$;

$\sigma_F = \frac{2 \cdot T_2 \cdot K_F \cdot Y}{z_2 \cdot q \cdot m_x^3} \le \sigma_{FP}$ rezultă relația de dimensionare:

$$m_x \ge \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_2 \cdot K_F \cdot Y}{z_2 \cdot q \cdot \sigma_{FP}}} \qquad (5.2.7.7)$$

Pentru solicitările de încovoiere la suprasarcini considerate sarcini statice, coeficientul global de încărcare a dinților, $K_{Fst} = K_T \cdot K_{F\beta}$ (5.2.7.8)

$$\sigma_{F\,max} = \frac{2 \cdot T_{2\,max} \cdot K_{F\,st} \cdot Y}{z_2 \cdot q \cdot m_x^3} \le \sigma_{FP\,st} = 0,8.....0,6\sigma_{cl} \qquad (5.2.7.9)$$

$$m_x \ge \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_{2\,max} \cdot K_{F\,st} \cdot Y}{z_2 \cdot q \cdot \sigma_{FP\,st}}} \qquad (5.2.7.10)$$

Scanned with OKEN Scanner

5.3 Dimensionarea şi verificarea (algoritmi de calcul) angrenajelor melcate cilindrice

A. Date iniţiale din tema de proiectare.

Nr. Poz	Denumirea elementului	Simbol	U.M.	Relaţia de calcul sau indicaţia de adoptare	Obs. Exemplu
0	1	2	3	4	5
1	Puterea nominală la roata conducătoare	P_1	kW		
2	Turaţia roţii 1	n_1	rot/min		
3	Raportul de transmitere	i_{12}	-		Se specifică dacă este (şi) multiplicator de turaţie
4	Condiţii de funcţionare	-	-	Motor, maşină de lucru etc.	
5	Momentele se aplică într-un sens sau în ambele	-	-	Cazul de solicitare la încovoiere II sau III	
6	Sarcina maximă (de vârf)	P_{1max}	kW		
7	Raportul dintre sarcina medie şi cea nominală	k_m	-	$k_m = P_{1m}/P_1$	
8	Durabilitatea prescrisă	L_h	ore		

B. Date iniţiale adoptate sau calculate.

0	1	2	3	4	5
1	Momentul de torsiune la roata 1	T_1	N.mm	$T_1=9550000P_1/n_1$	
2	Factorul de serviciu	K_A	-	Tab.9 STAS 13024-91sau ANEXA 5M	
3	Viteza de alunecare (preliminară)	v'_{al}	m/s	$v_{al}=n_1 \cdot i_{12}^{0,414} \cdot \frac{(T_1 \cdot 1,2 \cdot K_A)^{0,47}}{161 \cdot (i_{12}+10)}$	
4	Treapta de precizie cinematică	TPC	-	cf.STAS 12192-84 şi STAS 6461-81	
5	Treapta de precizie după criteriul funcţionării line	TPL	-	cf.STAS 12192-84 şi STAS 6461-81	
6	Treapta de precizie după criteriul contactului dintre dinţi	TPK	-	cf.STAS 12192-84 şi STAS 6461-81	
7	Tipul ajustajului	TAJ	-	cf.STAS 12192-84 şi STAS 6461-81	
8	Tipul toleranţei jocului dintre flancuri	TJF	-	cf.STAS 12192-84 şi STAS 6461-81	
9	Factorul treptei de precizie	K_T	-	Tab.12-STAS 13024-91 sau ANEXA 6M	

Scanned with OKEN Scanner

0	1	2	3	4	5
10	Factorul dinamic	K_v	-	Tabel 13 STAS 13024-91 sau ANEXA 7M	
11	Rugozitatea flancurilor dinților	R_a	µm	$R_z = 4{,}5R_a^{0.97}$ cf.STAS 12192-84	
12	Rugozitatea zonelor de racordare la piciorul dinților	R_{af}	µm	$R_z = 4{,}5R_a^{0.97}$ cf.STAS 12192-84	
13	Vâscozitatea cinematică a lubrifiantului	υ_{50}^{0}	mm^2/s		
14	Tipul melcului	-	ZE,ZA, ZN1, ZN2, ZK1, ZK2 cf. STAS 6845 - 82		Se pot alege și alte tipuri
15	Numărul de începuturi ale melcului	z_1	Se pot alege 1,2,3,4... începuturi, în mai multe variante de calcul.		Pentru angrenaje cu autofrânare $z_1=1$
16	Randamentul angrenajului melcat (preliminar)	η_t		$\eta_t=0{,}75...0{,}70$ pt. $z_1=1$ $\eta_t=0{,}75...0{,}82$ pt. $z_1=2$ $\eta_t=0{,}82...0{,}92$ pt $z_1 \geq 3$	
17	Puterea nominală la roata melcată (preliminar)	P'_2	kW	$P'_2 = P_1.\eta_t$ (la reductoare) P'_2=puterea motorului la multiplicatoare	
18	Momentul de torsiune nominal la roata melcată (preliminar)	T'_2	N.mm	$T'_2 = \frac{9{,}55 \cdot 10^6 P'_2 i_{12}}{n_1}$	

1. Stabilirea materialelor, tratamentelor termice și a tensiunilor admisibile pentru angrenajele melcate cilindrice.

0	1	2	3	4	5
1.1	Materialul melcului	-	-	Oțel sau fontă,cf.cap.3.1 STAS 13024-91	
1.2	Tratamentul termic al danturii melcului	-	-		
1.3	Duritatea flancurilor melcului	D_1	MPa		
1.4	Materialul roții melcate și modul de turnare	-	-	Se alege în funcție de v'_{al} din tab.2 STAS 13024 sau din ANEXA 1M	
1.5	Rezistența de rupere la tracțiune a materialului roții melcate	σ_{rt}	MPa	Se alege în funcție de v'_{al} din tab.2 STAS 13024 sau din ANEXA 1M	
1.6	Limita de curgere la tracțiune a materialului roții melcate	σ_{ct}	MPa	Se alege în funcție de v'_{al} din tab.2 STAS 13024 sau din ANEXA 1M	

Scanned with OKEN Scanner

0	1	2	3	4	5
1.7	Tensiunea admisibilă de bază la oboseală de contact (preliminar)	σ'_{HPbN}	MPa	Se alege din Tab. 7 STAS 13024 sau ANEXA 2M	
1.8	Tensiunea admisibilă de contact, la gripare (preliminar)	σ'_{HPG}	MPa	Se alege din Tab. 8 STAS 13024-91 sau ANEXA 3M	
1.9	Tensiunea admisibilă la contact (preliminară)	σ'_{HP}	MPa	$\sigma'_{HP}=min(\sigma'_{HPbN}, \sigma'_{HPG})$	
1.10	Tensiunea admisibilă de bază la oboseală de încovoiere	σ_{FPb}	MPa	Se alege din Tab.7 STAS 13024-91 sau ANEXA 2M	
1.11	Tensiunea de contact admisibilă la suprasarcini	σ_{HPst}	MPa	$\sigma_{Hpst}=(4..2..1,5)\ \sigma_{ct}$ Rel.18..20 STAS 13024-91 sau ANEXA 4M	
1.12	Tensiunea admisibilă la solicitările prin suprasarcini de încovoiere	σ_{FPst}	MPa	$\sigma_{FPst}=(0,8..0,6)\sigma_{ct}$ Rel. 22, 23 STAS 13024-91 sau ANEXA 4M	
1.13	Numărul ciclurilor de bază pentru solicitările de contact sau încovoiere	N_{HB} N_{FB}	-	$N_{HB}=N_{FB}=10^7$ pt. bronzuri $N_{HB}=5.10^6$ și $N_{FB}=3.10^6$ pt. fonte	
1.14	Numărul ciclurilor de solicitare la suprasarcini de contact sau de încovoiere	N_{Hst} N_{Fst}	-	$N_{Hst}=N_{Fst}=10^4$	
1.15	Exponentul curbei de oboseală la solicitări de contact	m_H	-	$m_H=8..12$ cf.pct.4.1. 4a STAS 13024 -91 sau ANEXA 4M	
1.16	Exponentul curbei de oboseală la solicitări de încovoiere	m_F	-	$m_F=9...20$ cf.pct. 4.1.4b STAS 13024-91sau AXEXA 4M	
1.17	Numărul de cicluri de solicitări prescris	N_E	-	$N_E=60\ n_2 L_h$	
1.18	Factorul de durabilitate la contact	Z_N	-	$Z_N=\sqrt[m_H]{\frac{N_{HB}}{N_E}}$;	Dacă $N_E > N_{HB}$ sau N_{FB}: $m_H=8$ și $m_F=9$ (AB). Dacă $N_E < N_{HB}$ sau N_{FB}: m_H și m_F pt.segm.BC
1.19	Factorul de durabilitate la încovoiere	Y_N	-	$Y_N=\sqrt[m_F]{\frac{N_{FB}}{N_E}}$	
1.20	Tensiunea admisibilă de contact pt. durabilitatea prescrisă (prelim.)	σ''_{HP}	MPa	$\sigma''_{HP}=\sigma'_{HP} \cdot Z_N$	Dacă $\sigma'_{HP}=\sigma_{HPG}$, $Z_N=1$
1.21	Tensiunea admisibilă de încovoiere pt. durabilitatea prescrisă	σ''_{FP}	MPa	$\sigma''_{FP}=\sigma'_{FP} \cdot Y_N$	
1.22	Verificarea condiției de calcul la contact(oboseală sau gripaj)			$\left(\frac{R_1 K_A \cdot K'_V}{R_1 max}\right) \geq \left(\frac{\sigma'_{HP}}{\sigma_{HPst}}\right)^2$	Dacă nu este îndeplinită, calculele

Scanned with OKEN Scanner

0	1	2	3	4	5
1.23	Verificarea condiției de calcul la oboseală prin încovoiere			$\left(\frac{P_1 K_A \cdot K'_V}{P_{1\,max}}\right) \geq \left(\frac{\sigma'_{FP}}{\sigma_{FPst}}\right)$	vor trebui să țină seama și de supra-sarcini

2. Predimensionarea angrenajelor melcate cilindrice din condiția de rezistență la solicitările de contact (oboseală sau gripare)

0	1	2	3	4	5
2.1	Factorul global al sarcinii (prel.)	K'	-	$K' = K_A \cdot K'_V \cdot K'_T \cdot K'_{H\beta}$	$K'_{H\beta} = 1$
2.2	Numărul de dinți ai roții melcate (preliminar)	z'_2	-	$z_2 = INTEGER(z_1 \cdot i_{12} \pm 0,5)$	
2.3	Coeficientul diametral al melcului (preliminar)	q'	-	$q' = 10$	
2.4	Unghiul elicei de referință a melcului (preliminar)	γ'	grade	$\gamma' = arctg\left(\frac{z_1}{q}\right)$	
2.5	Coeficientul diametral al lățimii roții melcate	ψ_{dal}	-	Tab.21 din STAS 13024-91 sau ANEXA 13M	$\psi_{dal} \leq 0,75$
2.6	Semiunghiul coroanei dințate a roții melcate	χ°	grade	$\chi^\circ = arc\sin \psi_{dal}$	
2.7	Modulul de elasticitate longitudinal al materialului melcului	E_1	MPa	Tab.18 STAS 13024-91 sau ANEXA 10M	
2.8	Modulul de elasticitate longitudinal al materialului roții melcate	E_2	MPa	Tab.18 STAS 13024-91 sau ANEXA 10M	
2.9	Coeficientul lui Poisson pt. materialul melcului	ν_1	-	Tab.18 STAS 13024-91 sau ANEXA 10M	
2.10	Coeficientul lui Poisson pt. materialul roții melcate	ν_2	-	Tab.18 STAS 13024-91 sau ANEXA 10M	
2.11	Factorul de influență a materialelor roților	z_E	$\sqrt{(MPa)}$	$z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)}}$	
2.12	Unghiul de presiune normal de angrenare a melcului (preliminar)	α'_{nw}	grade	Pt.melcii tip ZA: $(\alpha_x = 20°)$ $\alpha_{nw} = arctg(tg\alpha_x \cdot \cos\gamma_w)$ pt.alte tipuri: $\alpha_n = 20°$ $\alpha_{nw} = arc\cos\left(\frac{d_1}{d_{w1}} \cdot \cos\alpha_n\right)$ la predimensionare: $d_1 = d_{w1}$	

Scanned with OKEN Scanner

0	1	2	3	4	5
2.13	Factorul de influenţă a geometriei (preliminar)	z'_H		$z'_H = \sqrt{\frac{4 \cdot \cos\gamma}{\sin 2\alpha'_{nw}}}$	Tabel 19 STAS 13024-91 sau ANEXA 11M
2.14	Factorul de influenţă a lungimii minime de contact, a gradului de acoperire şi a înclinării dinţilor (preliminar)	z'_ε	-	$z_\varepsilon = \sqrt{\frac{76{,}5 \cdot \cos\gamma'}{\chi^0 \cdot \varepsilon_\alpha}}$; ε_α=1,82 tabel 19 STAS 13024 91 sau ANEXA 11M	
2.15	Factorul de influenţă a variaţiei razei de curbură (preliminar)	z'_C	-	$z'_C = 0{,}6 + 0{,}01x - 0{,}005z_1 - 0{,}0014 \cdot z_2 + 0{,}008 \cdot q'$ (la predimensionare, $x=0$)	
2.16	Factorul de influenţă global al zonei de contact (preliminar)	z'	$\sqrt{MPa}$	$z' = z'_E \cdot z'_H \cdot z'_\varepsilon \cdot z'_c$	
2.17	Distanţa dintre axe necesară din condiţia de rezistenţă la contact, la solicitări de regim	a_H	mm	$a_H = \left(\frac{z'_2}{q'} + 1\right) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{z'}{\sigma''_{HP} \cdot \frac{z'_2}{q'}}\right)^2 \cdot \frac{T_2 \cdot K'}{4}}$	
2.18	Distanţa dintre axe necesară din condiţia de rezistenţă la suprasarcini de contact	a_{HM}	mm	$a_{HM} = a_H \sqrt[3]{\frac{P_1 max}{P_1 \cdot K_A K_V} \cdot \left(\frac{\sigma''_{HP}}{\sigma_{HPst}}\right)^2}$	
2.19	Distanţa dintre axe adoptată	a_w	mm	$a_w \geq max(a_H, a_{HM})$ conform STAS 6055-82 sau ANEXA 17M	

3. Predimensionarea angrenajelor melcate cilindrice la solicitările de încovoiere a dinţilor roţii melcate.

0	1	2	3	4	5
3.1	Numărul de dinţi echivalent al roţii melcate (preliminar)	z'_{n2}	-	$z'_{n2} = \frac{z_2}{\cos^3\gamma'}$	
3.2	Factorul de formă a dinţilor roţii melcate (preliminar)	Y'_F	-	Din fig. 7 STAS 13024-91 sau ANEXA 9M	
3.3	Factorul de influenţă a înclinării dinţilor (preliminar)	Y'_γ	-	$Y'_\gamma \doteq \frac{1}{\cos\gamma'}$	
3.4	Factorul lungimii minime de contact şi a gradului de acoperire (preliminar)	Y'_ε	-	$Y'_\varepsilon = \frac{76{,}4}{\chi^0 \cdot \varepsilon_\alpha}$	
3.5	Factorul de formă global la încovoiere (preliminar)	Y'	-	$Y' = Y'_F \cdot Y'_\gamma \cdot Y'_\varepsilon$	
3.6	Modulul minim necesar din condiţia de rezistenţă la oboseală de încovoiere	m_{min}	mm	$m_{min} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T'_2 \cdot K_F \cdot Y'}{z_2 \cdot q \cdot \sigma''_{FP}}}$	

Scanned with OKEN Scanner

0	1	2	3	4	5
3.7	Modulul minim necesar din condiția de rezistență la suprasarcini de încovoiere	m_{Mmin}	mm	$m_{M\,min} = m_{min} \cdot \sqrt[3]{\frac{P_{1max} \cdot \sigma''_{FP}}{P_1 \cdot K_A \cdot K_V \sigma_{FPst}}}$	
3.8	Modulul axial necesar din condițiile geometrice (preliminar)	m'_{xG}	mm	$m'_{xG} = \frac{2a_w}{q'+z_2}$	

4. Studiul geometric al angrenajului melcat cilindric și alegerea variantei optime

0	1	2	3	4	5
4.1	Modulul axial adoptat (în variante)	m_x	mm	Conform STAS 6845-82 sau ANEXA 17M $m'_{xG} \geq m_x \geq max(m_{min}, m_{Mmin})$	
4.2	Coeficientul diametral al melcului (în variante)	q	-	Conform STAS 6845-82 sau ANEXA 17	
4.3	Numărul de dinți ai roții melcate (în variante)	z_2	-	$z_2 = INTEGER(z_1 i_{12}) \pm 1$	
4.4	Distanța dintre axe de referință (în variante)	a	mm	$a = 0{,}5(q+z_2) \cdot m_x$	$a \leq a_W$
4.5	Coeficientul deplasării radiale de profil (la dantura roții melcate)	x	-	$x = \frac{a_w - a}{m_x} \geq 0$	
4.6	Eroarea relativă a raportului de transmitere	Δi_{12}	-	$\Delta i_{12} = \frac{z_2/z_1 - i_{12}}{i_{12}} \cdot 100 \leq 2{,}5(3)$	
4.7	Alegerea variantei optime	-	-	Se preferă variantele cu $x \geq 0$ și $\Delta i_{12} \leq 2{,}5$ și moduli din șirul preferențial	
4.8	Diametrul de referință al melcului	d_1	mm	$d_1 = q \cdot m_x$	
4.9	Diametrul de divizare (rostogolire) convențional al melcului	d_{W1}	mm	$d_{W1} = (q+2x)m_x$	
4.10	Diametrul de divizare al roții melcate	d_2	mm	$d_2 = m_x \cdot z_2$	
4.11	Diametrul de cap al melcului	d_{a1}	mm	$d_{a1} = d_1 + 2h^*_a m_x$	$h^*_a = 1$
4.12	Diametrul de picior al melcului	d_{f1}	mm	$d_{f1} = d_1 - 2(h^*_a + c^*)m_x$	$c^* = 0{,}2$
4.13	Diametrul de cap al roții melcate	d_{a2}	mm	$d_2 = d_2 + 2(h^*_a + x)m_x$	Dacă $q < 2z_1$ înălțimea dinților scade conform

Scanned with OKEN Scanner

0	1	2	3	4	5
4.14	Diametrul de picior al roții melcate	d_{f2}	mm	$d_{f2}=d_2-2(h_a^*+c^*-x)m_x$	STAS 6845-82
4.15	Unghiul elicei de referință a melcului	γ	grade	$\gamma=arctg\frac{z_1}{q}$	
4.16	Unghiul elicei de rostogolire a melcului	γ_W	grade	$\gamma_W=arc\,tg\left(\frac{z_1}{q+2x}\right)$	
4.17	Unghiul de presiune axial sau normal de referință	α_x	grade	La melci ZA: $\alpha_x=20°$ $\alpha_n=arc\,tg(tg\,\alpha_x cos\gamma)$ la melci ZE ZN1,ZN2, ZK1, ZK2: $\alpha_n=20°$ și $\alpha_x=arc\,tg(tg\alpha_n/cos\gamma)$	
4.18	Unghiul de presiune axial de angrenare	α_{xw}	grade	La melci ZA: $\alpha_{xw}=\alpha_x$ La ceilalți: $\alpha_{xw}=arc\,tg(tg\alpha_n/cos\gamma_w)$	
4.19	Unghiul de presiune normal de angrenare	α_{nw}	grade	$\alpha_{nw}=arccos\left[\left(\frac{d_1}{d_{w1}}\right)\cdot cos\alpha_n\right]$	
4.20	Distanța dintre axe maximă la limita ascuțirii dinților roții melcate	a_{max}	mm	$a_{max}=m_x\left(0,5z_2-0,64-0,024\alpha_{xw}\right)+0,5d_{a1}$	
4.21	Coeficientul maxim admisibil al deplasării de profil pentru evitarea ascuțirii dinților roții	x_{max}	-	$x_{max}=\frac{a_{max}-a}{m_x}$	
4.22	Distanța minimă dintre axe la limita subtăierii dinților roții melcate	a_{min}	mm	$a_{min}=0,5\left(d_{a1}+m_x\cdot z_2\cdot cos^2\alpha_{xw}\right)$	
4.23	Coeficientul minim admisibil al deplasării de profil pentru evitarea subtăierii dinților roții	x_{min}	-	$x_{min}=\frac{a_{min}-a}{m_x}$ $x_{min}\le x\le x_{max}$	
4.24	Numărul echivalent de dinți ai roții melcate	z_{n2}	-	$z_{n2}=\frac{z_2}{cos^3\gamma_w}$	
4.25	Viteza de alunecare	v_{al}	m/s	$v_{al}=\frac{m_x\cdot n_1}{19100}\sqrt{z_1^2+q^2}$	
4.26	Viteza periferică a melcului pe cilindrul de referință și viteza roții melcate	v_1 v_2	m/s	$v_1=d_1\cdot n_1/19100$ $v_2=d_2\cdot n_1/(i_{12}\cdot 19100)$	
4.27	Lățimea de calcul a coroanei dințate a roții	b_c	mm	$b_c=d_{a1}\cdot\psi_{da1}$	
4.28	Gradul de acoperire frontal * pentru tip ZA	ε_α (ε_m)		$\varepsilon_\alpha=\frac{\sqrt{d_{a2}^2-d_2^2cos^2\alpha_x}-d_2sin\alpha_x+2m_x\left(h_a^*-x\right)/sin\alpha_x}{2\cdot\pi\cdot m_x\cdot cos\alpha_x}$	
4.29	Unghiul de frecare echivalent	φ	rad	Tab.20 STAS 13024-91 sau ANEXA 12M sau $\varphi=0,016\ln v_{al}+0,059$	

Scanned with OKEN Scanner

0	1	2	3	4	5
4.30	Randamentul angrenării	η_a	-	pentru angrenaje reductoare: $\eta_a = tg\gamma_w / \left(tg(\gamma_w + \varphi)\right)$ pentru angrenaje multiplicatoare $\eta_a = tg(\gamma_w - \varphi) / tg\gamma_w$	
4.31	Randamentul datorat cufundării în baia de ulei a melcului (1) sau roții (2)	η_u	-	$\eta_u = 1 - \frac{0{,}75V_{1,2} \cdot b_c\sqrt{\vartheta \cdot V_{1,2}}}{10^6 \cdot P_1}$ ϑ= vâscozitatea cinematică a uleiului, cm^2/s, la temperatura de regim.	
4.32	Randamentul ventilatorului	η_v	-	$\eta_v = 1 - \frac{45}{P_1}\left(\frac{D_v}{1000}\right)^5 \cdot \left(\frac{n_1}{1500}\right)^3$ D_v= diametrul ventilatorului (rotorul)=(0,6...0,8)d_2	
4.33**	Randamentul global al angrenajului melcat	η_t	-	$\eta_t = \eta_u \cdot \eta_a \cdot \eta_v \cdot \eta_r$	
4.34	Momentul de răsucire transmis la roata melcată	T_2	Nmm	$T_2 = \frac{9{,}55 \cdot 10^6 P_1 \cdot \eta_t}{\frac{z_1}{z_2} \cdot n_1}$ (la angrenajele reductoare) la cele multiplicatoare, T_2 este momentul de răsucire transmis de motor	

OBSERVAȚII: * ε_α pentru melci de tip ZA.
pentru alte tipuri de melci:

ε_m = gradul de acoperire echivalent mediu = $\frac{\varepsilon_\alpha}{\cos^2\theta}$

unde: $\theta = arc\cos\frac{\cos\alpha_x}{\cos\alpha_n} \cdot \cos\gamma$

** η_r = randamentul lagărelor
- pentru rulment: $\eta_r = 0{,}992$
- pentru lagăre de alunecare: $\eta_r = 0{,}985$

Scanned with OKEN Scanner

5.Verificarea angrenajului melcat cilindric selectat la condiţiile de rezistenţă şi gripaj.

0	1	2	3	4	5
5.1	Factorul dinamic	K_V	-	Tabel 13 STAS 13024-91 sau ANEXA 7M	
5.2	Factorul repartiţiei sarcinii pe lăţimea danturii la contact şi la încovoiere	$K_{H\beta}$ $K_{F\beta}$	-	$K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta}\right)^3 \cdot \left(1 - \frac{P_{1m}}{P_1}\right)$ θ = coeficient de deformaţie din tab. 14 STAS 13024-91 sau din ANEXA 8M	
5.3	Factorul global al sarcinii	K	-	$K = K_A \cdot K_V \cdot K_T \cdot K_{H\beta}$ K_A cf. tab. B. 2 (ANEXA 5M) K_T cf. tab. B. 9 (ANEXA 6M)	
5.4	Factorul de influenţă a geometriei	Z_H	-	$Z_H = \sqrt{\frac{4 \cdot \cos\gamma_w}{\sin 2\alpha_{nw}}}$	
5.5	Factorul de influenţă a lungimii minime de contact, a gradului de acoperire şi a înclinării danturii	Z_ε	-	$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{76{,}4 \cdot \cos\gamma_w}{\chi^0 \cdot \varepsilon_\alpha}}$	ε_α sau ε_m după tip melc
5.6	Factorul de influenţă a variaţiei razei de curbură	Z_c	-	$Z_C = 0{,}6 + 0{,}01x - 0{,}005\, z_1 - 0{,}0014 z_2 + 0{,}008q$	
5.7	Factorul de influenţă global al sarcinii	Z	$MPa^{1/2}$	$Z = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_c$ Z_E cf. tab. 2. 11	
5.8	Factorul de formă a dinţilor roţii melcate	Y_F	-	din Fig. 7 STAS 13024-91 sau ANEXA 9M	
5.9	Factorul înclinării danturii	Y_γ	-	$Y_\gamma = 1/\cos\gamma_w$	
5.10	Factorul de influenţă a lungimii minime de contact şi a gradului de acoperire	Y_ε	-	$Y_\varepsilon = \frac{76{,}4}{\chi^0 \cdot \varepsilon_\alpha}$	ε_α sau ε_m după tip melc
5.11	Factorul de formă global la încovoiere	Y	-	$Y = Y_F\, Y_\gamma \cdot Y_\varepsilon$	
5.12	Tensiunea admisibilă de bază la oboseală de contact	σ_{HPbN}	MPa	Tab. 7 STAS 13024-91 sau ANEXA 2M	
5.13	Tensiunea admisibilă la gripaj	σ_{HPG}	MPa	Tab. 8 STAS 13024-91 sau ANEXA 3M	
5.14	Factorul de influenţă a rugozităţii asupra rezistenţei materialului la încovoiere	Y_R	-	Tab. 16 STAS 13024-91 sau ANEXA 9	
5.15	Factorul de influenţă a dimensiunilor dinţilor asupra rezistenţei materialului la încovoiere.	Y_X	-	$Y_x = 1$	

Scanned with OKEN Scanner

0	1	2	3	4	5
5.16	Factorul de influenţă global asupra rezistenţei materialului la încovoiere	Y_σ	-	$Y_\sigma = Y_N \cdot Y_R \cdot Y_x$ Y_N cf. tab. 1.19	
5.17	Factorul de influenţă a ungerii asupra rezistenţei materialului la contact	Z_L	-	Z_L = 1,0 ... 1,1 (1,15)	
5.18	Factorul de influenţă a rugozităţii asupra rezistenţei materialului la contact	Z_R	-	Tab. 16 STAS 13024-91 sau ANEXA 9	
5.19	Factorul de influenţă a vitezelor asupra rezistenţei materialului la contact	Z_V		Tab. 17 STAS 13024-91 sau ANEXA 9	
5.20	Factorul de influenţă a dimensiunilor asupra rezistenţei materialului la contact	Z_X		$Z_x = 1$	
5.21	Factorul de influenţă global asupra rezistenţei materialului la contact	Z_σ	-	$Z_\sigma = Z_L \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_x \cdot Z_N$ Z_N cf. tab. 1.18	
5.22	Tensiunea admisibilă la contact	σ_{HP}	MPa	$\sigma_{HP} = min(\sigma_{HPbN}, Z_\sigma, \sigma_{HPG})$	
5.23	Tensiunea admisibilă de bază la oboseală de încovoiere	σ_{FPb}	MPa	Tab. 7 STAS 13024-91 sau ANEXA 2 M	
5.24	Tensiunea admisibilă la oboseală de încovoiere şi durabilitatea prescrisă	σ_{FP}	MPa	$\sigma_{FP} = \sigma_{FPb} \cdot Y_\sigma$	
5.25	Tensiunea nominală de contact de regim	σ_H	MPa	$\sigma_H = \frac{Z}{d_2}\sqrt{\frac{2 \cdot T_2 \cdot K}{d_1}}$	
5.26	Tensiunea nominală de încovoiere de regim	σ_F	MPa	$\sigma_F = \frac{2 \cdot T_2 \cdot K \cdot Y}{z_2 \cdot q \cdot m^3_x}$	
5.27	Tensiunea de contact de suprasarcină	σ_{Hmax}	MPa	$\sigma_{H\max} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{P_{1\max}}{K_A \cdot K_v \cdot P_1}}$	
5.28	Tensiunea de încovoiere de suprasarcină	σ_{Fmax}	MPa	$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot P_{1max}/(P_1 \cdot K_A \cdot K_v)$	
5.29	Verificarea condiţiilor de rezistenţă la solicitări				
	– de contact de regim			$\sigma_H \le \sigma_{HP}$	
	– de contact de suprasarcini			$\sigma_{Hmax} \le \sigma_{HPst}$ (cf. tab. 1.11)	
	– de încovoiere de regim			$\sigma_F \le \sigma_{FP}$	
	– de încovoiere de suprasarcini			$\sigma_{Fmax} \le \sigma_{FPst}$ (cf. tab. 1.12)	

Scanned with OKEN Scanner

6. Calculul dimensiunilor de măsurare ale dinţilor melcului, stabilirea abaterilor dimensionale aferente

Nr. crt.	Denumirea elementului	Simbol	U.M	Relaţia de calcul sau/şi indicaţia de adoptare	Obs.
0	1	2	3	4	5
6.1	Lungimea melcului	L	mm	Se adoptă conform recomandărilor din tabelul 6 STAS 13024-91 sau ANEXA 14M	
6.2	Pasul axial al danturii melcului	p_x	mm	$p_x = \pi m_x$	
6.3	Pasul elicei melcului	p_z	mm	$p_z = z_1 p_x = \pi m_x z_1$	
6.4	Arcul de referinţă normal al dintelui melcului	s_{n1}	mm	$s_{n1} = s_x^* m_x \cos\gamma = \left(\frac{\pi}{2} - 2x_x\right) m_x \cos\gamma$ (uzual, $x_x = 0$)	
6.5	Coarda normală de referinţă a dintelui melcului	$\bar{s}_{n1}$	mm	$\bar{s}_{n1} \approx s_{n1}\left(1 - \frac{s_{n1}^2 \sin^2\gamma}{6d_1^2}\right)$	
6.6	Înălţimea la coarda normală de referinţă a dintelui melcului	$\bar{h}_{n1}$	mm	$\bar{h}_{n1} = h_{a1} + \frac{s_{n1}^2 \sin^2\gamma}{4d_1}$	$h_{a1} = m_x$
6.7	Abaterea superioară (minimă) a grosimii spirei melcului (pe coardă)	$-E_{ss}$	µm	$-E_{ss} = -\left[(E_{ss})_I + (E_{ss})_{II}\right]$ unde: $(E_{ss})_I = f(TAJ, a_w)$; $(E_{ss})_{II} = F(TPK, a_w)$ din STAS 6461-81, tabelele 19 respectiv 20.	
6.8	Toleranţa grosimii spirei melcului (pe coardă)	T_s	µm	$T_s = f(TJF, f_r)$ din STAS 6461-81, tabelul 21.	f_r conform tab.6.10
6.9	Abaterea inferioară (maximă) a grosimii spirei melcului (pe coardă)	$-E_{si}$	µm	$-E_{si} = -E_{ss} - T_s$	
6.10	Toleranţa bătăii radiale a spirei melcului	f_r	µm	$f_r = \psi(TPC, d_1)$ din STAS 6461-81, tabelul 13.	

Scanned with OKEN Scanner

7. Calculul unor elemente geometrice ale roții melcate și abaterile dimensionale aferente

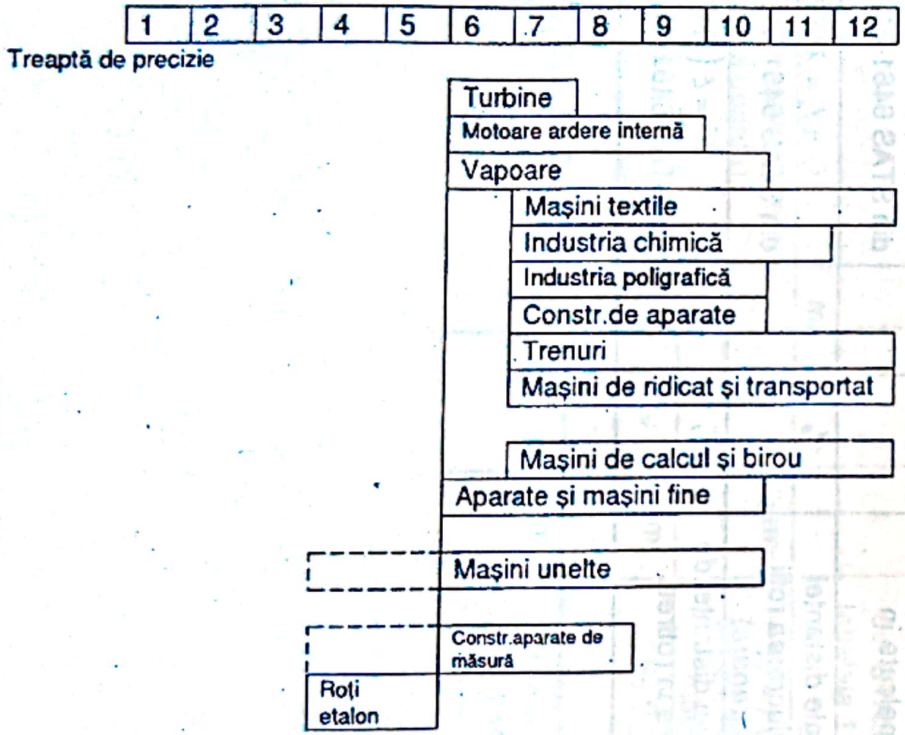
Nr. crt.	Denumirea elementului	Simbol	U.M.	Relația de calcul sau/și indicația de adoptare
0	1	2	3	4
7.1	Diametrul exterior (de strunjire) al roții melcate	d_{e2}	mm	Se adoptă conform recomandărilor din tabelul 7, STAS 13023-91 sau ANEXA 13 M
7.2	Raza curburii de cap a coroanei roții melcate	r_ρ	mm	$r_\rho = 0{,}5d_1 - h_a$ $\left(h_{a1} = m_x\right)$ Se adoptă conform recomandărilor din tabelul 7, STAS 13023-91 sau ANEXA 13 M
7.3	Lățimea coroanei roții melcate	b_2	mm	Se adoptă constructiv respectând relația: $b_2 \geq b_c$ Se adoptă conform recomandărilor din tabelul 7, STAS 13023-91 sau ANEXA 13 M
7.4	Toleranța bătăii radiale a dinților roții melcate	F_r	µm	$F_r = f\left(TPC, m_x, d_2\right)$ din STAS 6461-81, tabelul 6.
7.5	Deplasările limită ale planului median al roții melcate în angrenare	$\pm f_{xr}$	µm	$\pm f_{xr} = \varphi\left(TPK, a_w\right)$ din STAS 6461-81, tabelul 15.
7.6	Abaterile limită ale distanței între axe (la prelucrarea roții melcate și în angrenare)	$\pm f_a$	µm	$\pm f_a = \lambda\left(TPK, a_w\right)$ din STAS 6461-81, tabelul 14.
7.7	Toleranța variației distanței de măsurat între axe la rotirea roții melcate	F''_i	µm	$F''_i = \xi\left(TPC, m_x, d_2\right)$ din STAS 6461-81, tabelul 6.

Scanned with OKEN Scanner

ANEXE

ANEXA 1 Alegerea treptei de precizie pentru roți dințate

A. Alegerea după domeniul de folosință



B. Alegerea după viteza periferică

Alegerea treptei de precizie în funcție de viteza periferică				
v_{td1} [m/s]	0....2	2....5	5....10	10....40
Treapta de precizie la dantura înclinată	12 – 11	10 – 9	8 – 7	6 – 5
Treapta de precizie la dantura dreaptă	10 – 9	8 – 7	6 – 5	4

C. Alegerea după procesul de prelucrare

Procesul de prelucrare		R_a µm	Treaptă de precizie 3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Rectificare și lepuire		0,05.... 0,80										
Șeveruire		0,1... .0,32										
Mortezare, rabotare, frezare		0,1... 3,2										
Frezare cu freză melc	freza AA	0,1... 0,32										
	freza A	0,4... .1										
	freza B	1,6... 3,2										
Frezare și apoi călire		3,2... 6,3										
Ștanțare, presare, frezare prin copiere, injectare		3,2... 32										
Turnare		12,5... 100										

obținut în condiții speciale de prelucrare
condiții normale de prelucrare

Scanned with OKEN Scanner

ANEXA 2

Materiale recomandate pentru roți dințate cilindrice
(Conform STAS 12268-84)

Materialul			Tratament termic sau termo-chimic	Duritatea recomandată			
				în miez	pe flancuri		
Grupa	Marca	STAS		HB sau HV MPa	HB MPa	HRC	HV MPa
Fonte nodulare sau perlitice	Fgn 600-2		–	2100-2800	2100 -2800	–	2100 -2800
	Fmp 700-02		–	2800	2800	–	2800
Oțeluri de îmbunătățire	OLC45XS	880-80	CR	1850	1850	–	1850
	OLC60XS			2100	2100	–	2100
	40Cr10XS			2500-2900	2500 -2900	–	2500 -2900
	41MoCr11XS			2500-2900	2500 -2900	–	2500 -2900
	30MoCrNi20XS			3100-3500	3100-3500	–	3100 -3500
	41MoCr11XS (40Cr10XS)	791-80	Nb sau Ng	2400-3900	–	48-60	5000 -7000
			CIF sau CFL	2500-3300	–	48-59	5000-7000
			Nitrurare ionică	2400-3900	–	48-59	5000 -6700
	38MoCrAl09XS		Ng	2400-3900	–	60-68	7000 -9000
Oțeluri de cementare	OLC 15XS	880-80	Cementare călire, revenire joasă	–	–	57-62	6300-7800
	15Cr08XS			3000-4500	–	57-63	6300 -7800
	18MnCr10XS	791-80					
	21MoMnCr12XS						
	18MoCrNi13XS						
	17CrNiMo6XS						

OBSERVAȚII:

1. Mărcile indicate sunt recomandate ca preferențiale. Se pot utiliza și alte mărci echivalente.
2. Semnificația simbolurilor: CR – călire și revenire înaltă (îmbunătățire); Nb – nitrurare în baie; Ng – nitrurare în gaz; CIF – călire prin încălzire cu curenți de înaltă frecvență (prin inducție); CFL – călire prin încălzire cu flacără.

Scanned with OKEN Scanner

ANEXA 3

Parametrii definitorii N_{Hst}, N_{HB} și m_H ai curbei de oboseală la solicitările de contact ale flancurilor dinților din oțeluri sau fonte (Conform STAS 12268-84)

Materialul roților și tratamentul termic aplicat danturilor	Parametrii definitorii			Factorul de calcul
	N_{Hst}	N_{HB}	m_H	Z_{Nst}
	cicluri			
Roți din oțeluri îmbunătățite sau cu flancurile dinților durificate, când se admit și ciupituri pe flancurile dinților	$6 \cdot 10^5$	$3 \cdot 10^8$	13	1,6
Roți din fonte nodulare sau maleabile, când se admit și ciupituri pe flancurile dinților	$6 \cdot 10^5$	10^9	18	1,3
Roți din oțeluri îmbunătățite sau cu flancurile dinților durificate respectiv roți din fonte nodulare sau maleabile – când nu se admit ciupituri pe flancurile dinților	10^5	$5 \cdot 10^7$	13	1,6
Roți din oțeluri cu flancurile dinților nitrurate în gaz sau ionic respectiv roți din fonte cenușii	10^5	$2 \cdot 10^6$	11	1,3
Roți din oțeluri cu flancurile dinților nitrurate în baie	10^5	$2 \cdot 10^6$	30	1,1

ANEXA 4

Parametrii definitorii N_{Fst}, N_{FB} și m_F ai curbei de oboseală la solicitările de încovoiere ale dinților din oțeluri sau fonte (Conform STAS 12268-84)

Materialul roților și tratamentul termic aplicat danturilor	Parametrii definitorii			Factorul de calcul
	N_{Fst}	N_{FB}	m_F	Y_{Nst}
	cicluri			
Roți din oțeluri îmbunătățite respectiv roți din fonte nodulare sau maleabile	10^4	$3 \cdot 10^6$	6	2,5
Roți din oțeluri cu flancurile dinților durificate (prin cementare, CIF sau CFL)	10^3	$3 \cdot 10^6$	9	2,5
Roți din oțeluri cu flancurile dinților durificate prin nitrurare în gaz sau nitrurare ionică respectiv roți din fonte cenușii	10^3	$3 \cdot 10^6$	17	1,6
Roți din oțeluri cu flancurile dinților nitrurate în baie	10^3	$3 \cdot 10^6$	80	1,2

Scanned with OKEN Scanner

ANEXA 5

Relaţii empirice şi recomandări pentru evaluarea rezistenţelor la oboseală de bază la solicitările de contact $\sigma_{H\,lim\,b}$ (Conform STAS 12268-84)

Materialul danturii	Tratamentul termic sau termochimic	Duritatea flancurilor dinţilor D_B, D_v (MPa)	Relaţia empirică pentru evaluarea valorii $\sigma_{H\,lim\,b}$ MPa ≡ N/mm^2
Fonte nodulare sau perlitice		$D_B = 1500 \ldots 3000$ HB	$\sigma_{H\,lim\,b} = (0{,}15\,D_B + 175) \pm 50$
Oţeluri carbon de îmbunătăţire	Îmbunătăţire	$D_B = 1400 \ldots 2100$ HB	– La oţeluri laminate: $\sigma_{H\,lim\,b} = (0{,}15\,D_B + 250) \pm 50$ – La oţeluri turnate: $\sigma_{H\,lim\,b} = (0{,}1\,D_B + 250) \pm 50$
Oţeluri aliate de îmbunătăţire	Îmbunătăţire	$D_B = 2000 \ldots 3500$ HB	– La oţeluri laminate: $\sigma_{H\,lim\,b} = (0{,}15\,D_B + 300) \pm 75$ – La oţeluri turnate: $\sigma_{H\,lim\,b} = (0{,}15\,D_B + 250) \pm 75$
Oţeluri carbon sau oţeluri aliate de îmbunătăţire	Călire completă	$D_v = 3500 \ldots 6500$ HV ($D_R = 35 \ldots 58$ HRC)	$\sigma_{H\,lim\,b} = (0{,}1D_v + 600) \pm 150$ ($\sigma_{H\,lim\,b} = (11\,D_R + 600) \pm 150$)
	Călirea stratului de suprafaţă a flancurilor (prin CIF sau CFL)	$D_v = 5000 \ldots 6700$ HV ($D_R = 50 \ldots 59$ HRC)	$\sigma_{H\,lim\,b} = (0{,}1D_v + 600) \pm 150$ ($\sigma_{H\,lim\,b} = (110\,D_R + 600) \pm 150$)
	Nitrurare în baie sau gaze	$D_v = 5000 \ldots 7000$ HV ($D_R = 50 \ldots 60$ HRC)	$\sigma_{H\,lim\,b} = 1000 \pm 200$
	Nitrurare ionică	$D_v = 7000 \ldots 9000$ HV ($D_R = 60 \ldots 68$ HRC)	$\sigma_{H\,lim\,b} = 1250 \pm 150$
Oţeluri de nitrurare	Nitrurarea în gaz	$D_v = 7000 \ldots 9000$ HV ($D_R = 60 \ldots 68$ HRC)	$\sigma_{H\,lim\,b} = 1250 \pm 150$
Oţeluri pentru cementare	Cementare sau nitro-cementare	$D_v = 6300 \ldots 7800$ HV ($D_R = 57 \ldots 63$ HRC)	$\sigma_{H\,lim\,b} = 1450 \pm 150$

OBSERVAŢII:

1. Se recomandă adoptarea valorilor medii pentru $\sigma_{H\,lim\,b}$. Valorile mai mari decât media se pot adopta dacă se controlează riguros calitatea materialului şi tratamentul termic.
2. Pentru evaluarea durităţilor realizabile v. ANEXA 2

Scanned with OKEN Scanner

ANEXA 6

Rezistența la oboseală limită de bază pentru solicitările de încovoiere a dinților: $\sigma_{F\,lim\,b}$

În cazul ciclurilor de solicitare pulsante, $\sigma_{Flimb} = \sigma_{0\,lim\,b}$

În cazul ciclurilor de solicitare alternant simetrice, $\sigma_{Flim\,b} = \sigma_{-1\,lim\,b}$

$\sigma_{-1lim\,b} = 0{,}7 \cdot \sigma_{0\,lim\,b}$

În cazul danturilor drepte, în locul modulului normal, m_n se va considera modulul danturii, m.

ANEXA 6.1

$\sigma_{0\,lim\,b}$ LA DANTURILE NORMALIZATE, ÎMBUNĂTĂȚITE SAU CĂLITE COMPLET

Materialul danturii	Tratament termic	Duritatea		$\sigma_{0\,lim^*b}$ [MPa]
		miezului	flancului în zona de racordare	
Fonte nodulare și perlitice		D_B = 1500–3000HB		$(230 + 0{,}067\,D_B) \pm 70$
Oțeluri carbon de îmbunătățire cu C > 0,45%	Normalizare sau îmbunătățire	D_B = 1400 – 2100HB		Laminat $(320 + 0{,}05\,D_B) \pm 100$ Turnat $(250 + 0{,}05\,D_B) \pm 100$
Oțeluri aliate de îmbunătățire cu C > 0,32%	Îmbunătățire	D_B = 2000 – 3500HB		Laminat $(385 + 0{,}057\,D_B) \pm 100$ Turnat $(300 + 0{,}057\,D_B) \pm 100$
Oțeluri aliate cu C ≈ 0,4 – 0,55%	Călire completă cu evitarea decarburării	DR = 45 ... 55 HRC DV = 3500 ÷6500 HV		600
Oțeluri aliate cu Ni ≥ 1%	Călire completă cu posibile decarburări			550
Oțeluri aliate cu Ni < 1%				500

* Dacă dantura se durifică prin deformare, $\sigma_{0\,lim\,b}$ se mărește cu 20%.

Scanned with OKEN Scanner

ANEXA 6.2

$\sigma_{0\,lim\,b}$ LA DANTURILE NITRURATE

Materialul danturii	Tratament termochimic	Duritatea		$\sigma_{0\,limb}$* [MPa]
		miezului	flancului în zona de racordare	
Oţeluri de nitrurare cu aluminiu	Nitrurare în gaz	*HV 2400-3900 = DV* *HRC 24 - 40 = DR*	*HV7000-9000=DV* *HRC 57 - 65 = DR*	*800 ± 200*
Oţeluri aliate de îmbunătăţire	Nitrurare în gaz sau în baie	*HV 2400 - 3900 =DV* *HRC 24 - 40 = DR*	*HV5000-7000=DV* *HRC 47 - 57 = DR*	*650 ± 200*
	Nitrurare ionică	*HV 2400-3900 = DV* *HRC 24 - 40 = DR*	*HV7000-9000=DV* *HRC 57 - 65 = DR*	*800 ± 200*

* $\sigma_{0\,lim\,b}$ este garantat pentru următoarele condiţii:

a. Grosimea stratului de difuzie pentru oţeluri cu aluminiu *este* $0{,}07\,m_n - 0{,}1\,m_n$, pentru oţelurile aliate fără aluminiu $0{,}1\,m_n - 0{,}13\,m_n$.

b. În structura stratului de difuzie nu apare reţea nitridică închisă sau faza ε. Dacă cel puţin una din aceste condiţii nu este îndeplinită, $\sigma_{0\,lim\,b}$ se va reduce cu 20%.

ANEXA 6.3

$\sigma_{0\,lim\,b}$ LA DANTURILE CEMENTATE SAU NITROCEMENTATE

Materialul danturii	Tratamentul termic sau termochimic	Duritatea flancului în zona de racordare	$\sigma_{0\,lim\,b}$ [3)] [MPa]
0	1	2	3
1. Oţeluri aliate cu Ni > 1% şi Cr ≤ 1%	Se asigură controlul şi reglarea carburării, iar C ≈ 0,75 - 1,1%	*HRC 57 - 63 = DR*	950 [1)] (revenire înaltă înainte de călire în mediu neoxidant)
2. Celelalte mărci de oţeluri aliate			850 [1)]
3. Toate mărcile de oţeluri aliate	Nu se asigură controlul şi reglarea carburării, iar C ≈ 0,6 - 1,4%	*HRC 56 - 63 = DR*	800 [1)]
4. Oţeluri aliate cu Ni > 1%	Sunt posibile decarburări	*HRC 55 - 63 = DR*	800 [1)]
5. Celelalte mărci de oţeluri aliate			700 [1)]
6.Oţeluri Cr – Mn – Mo	Nitrocementare cu C ≈ 0,7 - 1,0% şi N ≈ 0,15 - 0,5%	*HRC 57 - 63 = DR*	950 [2)]
7. Oţeluri fără Mo			750 [2)]

1) $\sigma_{0\,lim\,b}$ este garantat pentru următoarele condiţii:

a. Grosimea stratului de difuzie în zona de racordare este $0{,}28.\ m_n - 0{,}007\ m^2 \pm 0{,}2$ mm, la $m_n \le 20$ mm.

b. Duritatea miezului dintelui la baza lui este *HRC 30 - 45*.

Scanned with OKEN Scanner

c. Grăuntele de austenită din stratul de difuzie nu este mai mare decât clasa 5. Dacă cel puţin una din aceste condiţii nu este îndeplinită, $\sigma_{0\,lim\,b}$ se va micşora cu 25%.

2) $\sigma_{0\,lim\,b}$ este garantat pentru următoarele condiţii:

a. Grosimea stratului de difuzie în racordare este $0,13\ m_n$ - $0,2\ m_n$ dar mai mic decât 1,2 m.

b. Duritatea miezului dintelui la baza lui este *HRC 30 - 45*.

c. Grăuntele de austenită primară din stratul de difuzie nu este mai mare decât clasa 6. Dacă cel puţin una din aceste condiţii nu este îndeplinită $\sigma_{0\,lim\,b}$ se va micşora cu 25%.

3) Dacă dantura se rectifică după cementare, se reduce $\sigma_{0\,lim\,b}$ cu 25%, iar dacă se durifică prin deformare se măreşte $\sigma_{0\,lim\,b}$ cu 15%.

ANEXA 6.4

$\sigma_{0\,lim\,b}$ LA DANTURILE ÎMBUNĂTĂŢITE ŞI CĂLITE PRIN INDUCŢIE SAU CU FLACĂRĂ

Materialul danturii	Tratamentul termic	Duritatea		$\sigma_{0\,lim\,b}$ [5] [MPa]
		miezului	flancului în zona de racordare	
Oţeluri aliate cu C ≈ 0,35 ÷ 0,5% şi Ni ≥ 1%	Stratul călit urmăreşte forma golului	*HRC 25 - 35 = DR* *HB 2500 - 3300 = DB*	*HRC 48 - 58 = DR* *HV 5000 -6700 =DV*	750 [1)2)]
Oţeluri aliate cu C ≈ 0,35 ÷ 0,45%				700 [1)2)]
Oţeluri aliate cu C ≈ 0,35 ÷ 0,45% şi Ni ≥ 1%	Stratul călit cuprinde întreaga secţiune a dintelui şi o parte din corpul roţii	*HRC 48 - 55 = DR* *HV 5000 - 6150 = DV*		700 [3)4)]
Oţeluri aliate cu C ≈ 0,35 ÷ 0,45%				600 [3)4)]
Oţeluri carbon şi aliate	Zona de racordare nu este călită	Partea necălită a dintelui *HB 2000 - 3000 = DB*		500

1) Grosimea stratului călit în zona de racordare este $0,2\ m_n$ - $0,4\ m_n$.

2) În structura stratului călit lipseşte ferita.
Dacă cel puţin una din condiţii nu este îndeplinită, $\sigma_{0\,lim\,b}$ se micşorează cu 30%.

3) Grosimea stratului călit în golul dintre dinţi este $0,5\ m_n$ - $1,0\ m_n$.

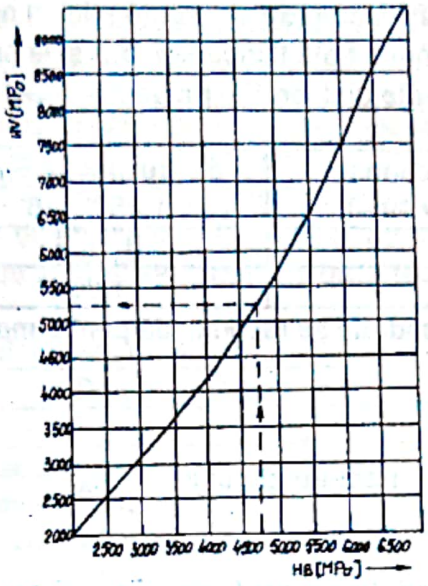
4) În structura stratului călit lipseşte ferita.
Dacă cel puţin una din condiţii nu este îndeplinită, $\sigma_{0\,lim\,b}$ se va reduce cu 25%.

5) Dacă dantura se durifică prin deformare se măreşte $\sigma_{0\,lim\,b}$ cu 20%.

Scanned with OKEN Scanner

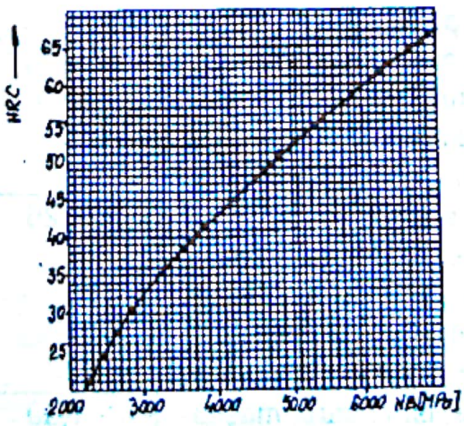
ANEXA 6.5

Graficul relaţiei durităţilor exprimate în unităţi HV şi HB



ANEXA 6.6

Graficul relaţiei durităţilor exprimate în unităţi HRC şi HB



Scanned with OKEN Scanner

ANEXA 7

Valori recomandate pentru factori de siguranţă minimi admisibili (prescrişi) la solicitările de contact ale flancurilor S_{HP} şi la solicitările de încovoiere ale dinţilor S_{FP} respectiv S_{HPst} şi S_{FPst}

Nivelul de încredere în funcţionare	S_{HP} respectiv S_{HPst}	S_{FP} respectiv S_{FPst}
Foarte mare (cazuri speciale, > 99%)	1,25 ... 1,5	2 ... 2,5
Normal (cazuri obişnuite, 99%)	1,15	1,25
Scăzut (< 99%)	1,00	1,00

OBSERVAŢIE: Valorile încadrate se recomandă pentru majoritatea cazurilor.

ANEXA 8

Factorul de utilizare K_A

ANEXA 8.1

Valori recomandate pentru factorul de utilizare K_A (K_{am})
(Evaluare globală conform STAS 12268-84)

Caracteristica de funcţionare a maşinii antrenate (maşina de lucru)		Caracteristica de funcţionare a maşinii motoare		
		Uniformă,	Şocuri uşoare	Şocuri medii
		Motor electric, turbină cu aburi sau gaze	Motor policilindric cu ardere internă	Motor monocilindric cu ardere internă
Uniformă	Generatoare, ventilatoare, turbocompresoare, transportoare, ascensoare uşoare, mecanisme de avansuri la maşini unelte, amestecătoare pentru materiale cu densitate uniformă etc.	1,00	1,25	1,75
Şocuri medii	Transmisia principală a maşinilor unelte, ascensoare grele, mecanismele de rotaţie a macaralelor, pompe policilindrice cu piston, agitatoare şi amestecătoare pentru materiale cu densitate neuniformă	1,25	1,50	2,00 sau mai mult
Şocuri mari	Foarfeci, ştanţe, prese, laminoare, maşini siderurgice, prese de brichetat, concasoare, instalaţii de foraj	1,50	1,75	2,25 sau mai mult

OBSERVAŢII:

1. Valorile din tabel sunt valabile pentru angrenaje reductoare. Pentru transmisii multiplicatoare factorul din tabel se înmulţeşte cu 1,1.
2. Valorile din tabel sunt valabile pentru angrenaje care nu lucrează în domeniul de rezonanţă.

Scanned with OKEN Scanner

ANEXA 8.2

Valori recomandate pentru factorul de utilizare K_A
(Evaluare analitică conform STAS 12268-84)

Factorul de utilizare K_A se determină cu formula: $K_A = K_{Am} \cdot K_{A\,l}$ în care:

K_{Am} – factorul de utilizare parțial determinat de caracteristica de funcționare a mașinii motoare; se adoptă din ANEXA 8.1 considerând mașina antrenată (mașina de lucru) cu funcționare uniformă;

$K_{A\,l}$ – factorul de utilizare parțial determinat de caracteristica de funcționare a mașinii de lucru și se adoptă pe baza tabelului următor:

Felul mașinii de lucru		$K_{A\,l}$
Grupa de mașini	Denumirea mașinii de lucru	
Ascensoare		1,0
Mașini miniere	Dispozitive de împingere	1,6
	Concasor de steril	1,6 ... 2,0
	Mașină de brichetat	1,6
	Troliu de extracție	1,6
	Bandă transportoare	1,25
	Ventilator de mină	1,6
	Bandă cu raclete	1,6
	Concasor de cărbune	1,6
	Basculator circular	1,6
Concasoare	Concasor de minereu	1,6 ... 2,0
	Concasor de piatră	1,6 ... 2,0
Antrenări la cuptoare rotative și tamburi	Cuptor rotativ	1,25 ... 2,0
	Transportor cu tobă și cablu	1,1 ... 1,25
	Uscător tambur	1,3 ... 1,6
	Mașini de spălat	1,25
Elevatoare cu cupe	Elevatoare cu cupe solicitate uniform	1,0 ... 1,1
	Elevatoare cu cupe solicitate neuniform	1,25
Suflante	Turbosuflantă	1,0
	Suflantă cu piston circular	1,25
Mașini de prelucrat uleiul	Filtre de presă	1,25
	Mașini de rafinare	1,25
	Instalații de foraj	1,6
Mașini din industria hârtiei	Transportoare cu bandă	1,0
	Decoloratoare	1,0
	Laminator de pâslă	1,25
	Cilindri de deshidratare	1,5 ... 1,6
	Cilindri de netezire	1,5 ... 1,6
	Calandru	1,5 ... 1,6
	Aparate de roluit	1,5 ... 1,6
	Instalații de amestecat	1,25
	Cilindru de uscare	1,5 ... 1,6

Scanned with OKEN Scanner

Felul mașinii de lucru		$K_{A\,I}$
Grupa de mașini	Denumirea mașinii de lucru	
Pompe	Pompe cu pistoane cu mai mulți cilindri	1,2 ... 1,3
	Pompe cu piston cu un cilindru	1,6 ... 1,8
	Pompe centrifugale pentru fluide:	
	– cu vâscozitate uniformă	1,0
	– cu vâscozitate neuniformă	1,2 ... 1,3
	Pompe cu roți dințate	1,0
Centrifuge		1,3 ... 1,6
Valțuri	Linii de tablă subțire și de bandă la cald	1,6
Antrenări principale	Linii de sârmă	1,6
	Linii de tablă groasă și tablă lată	2,0
	Linii de țagle și platine	1,6 ... 2,0
	Linii de oțel rotund și profiluri mijlocii	2,0
Antrenări secundare	Rolganguri de lucru și introducere	1,6
	Rolganguri de transport	1,6
Mașini din industria metalurgică	Mașini de dublat tabla	1,6
	Mașini de răsturnat tabla	1,6
	Mașini de roluit sârmă sau tablă	1,6
	Mașini de tăiat tunderul	1,6
	Foarfeci de țagle și platine	2,0
	Paturi de răcire	1,25
	Mașini de îndreptat cu role	1,6
	Foarfeci de maselote	2,0
	Instalații de transport	1,25
	Fierăstraie de tăiat la cald și la rece	1,6
	Instalații de reglat valțurile	1,25
Generatoare	Generatoare solicitate uniform	1,0
	Generatoare de sudură	1,6 ... 2,0
Mașini pentru prelucrarea cauciucului	Calandre de cauciuc	1,6 ... 0,8
	Mori de cauciuc	1,6
	Amestecătoare	1,6 ... 1,8
	Mașini de fabricat plăci	1,25
	Mașini de fabricat tuburi	1,25
	Masini de sortat	1,25
Mașini de prelucrat lemnul	Masini de îndreptat și geluit	1,2 ... 1,25
	Gatere	1,8
Mașini metalurgice	Suflantă de furnal	1,25
	Convertizor	1,6
	Concasoare de zgură	1,6 ... 2,0
	Ascensoare pentru furnale	1,6
	Mori de zgură	1,6 ... 2,0
	Instalatii de turnare continuă	2,0
Compresoare	Turbocompresoare și compresoare centrifugale	1,0 ... 1,1
	Compresoare cu piston cu mai mulți cilindri	1,2 ... 1,6
	Compresoare cu piston cu un cilindru	1,6

Scanned with OKEN Scanner

Felul mașinii de lucru		$K_{A\,I}$
Grupa de mașini	Denumirea mașinii de lucru	
Ventilatoare	Ventilatoare centrifugale (exhaustoare) Ventilatoare axiale Ventilatoare pentru turnuri de răcire Ventilatoare de mână	1,0 1,0 ... 1,25 1,25 1,25 ... 1,5
Amestecătoare	Amestecătoare de beton Amestecătoare pentru fluide cu: – vâscozitate uniformă – vâscozitate neuniformă Amestecătoare pentru corpuri solide	1,2 ... 1,3 1,05 1,25 1,3 ... 1,6
Mori	Mori cu ciocane Kollerganguri Mori cu bile Mori tubulare Mori cu bare	1,75 1,6 ... 2,0 1,5 ... 1,6 1,25 ... 1,3 1,6
Transportoare	Transportoare cu alimentare continuă	1,0
Antrenări la vapoare	Antrenări auxiliare Antrenări de reglare	1,25 1,25
Instalații de exploatare la zi	Antrenarea benzilor de transport Antrenarea mecanismelor de deplasare Antrenarea mecanismelor de basculare	1,0 1,0 ... 1,1 1,1 ... 1,2

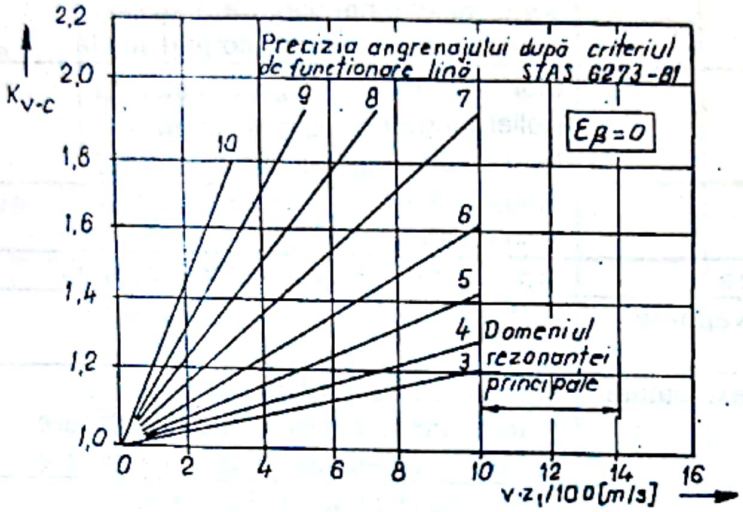
Scanned with OKEN Scanner

ANEXA 9

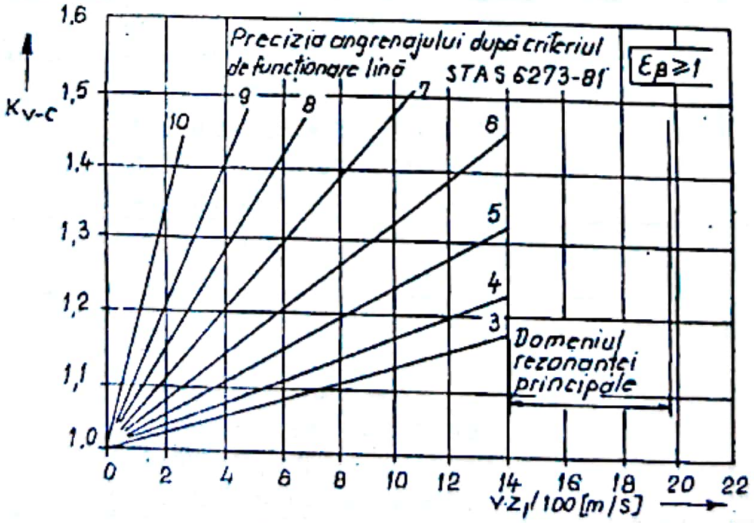
Factorul dinamic K_V
(conform STAS 12268 - 84)

ANEXA 9.1

Factorul dinamic $K_{V\cdot C}$ pentru danturi cilindrice drepte



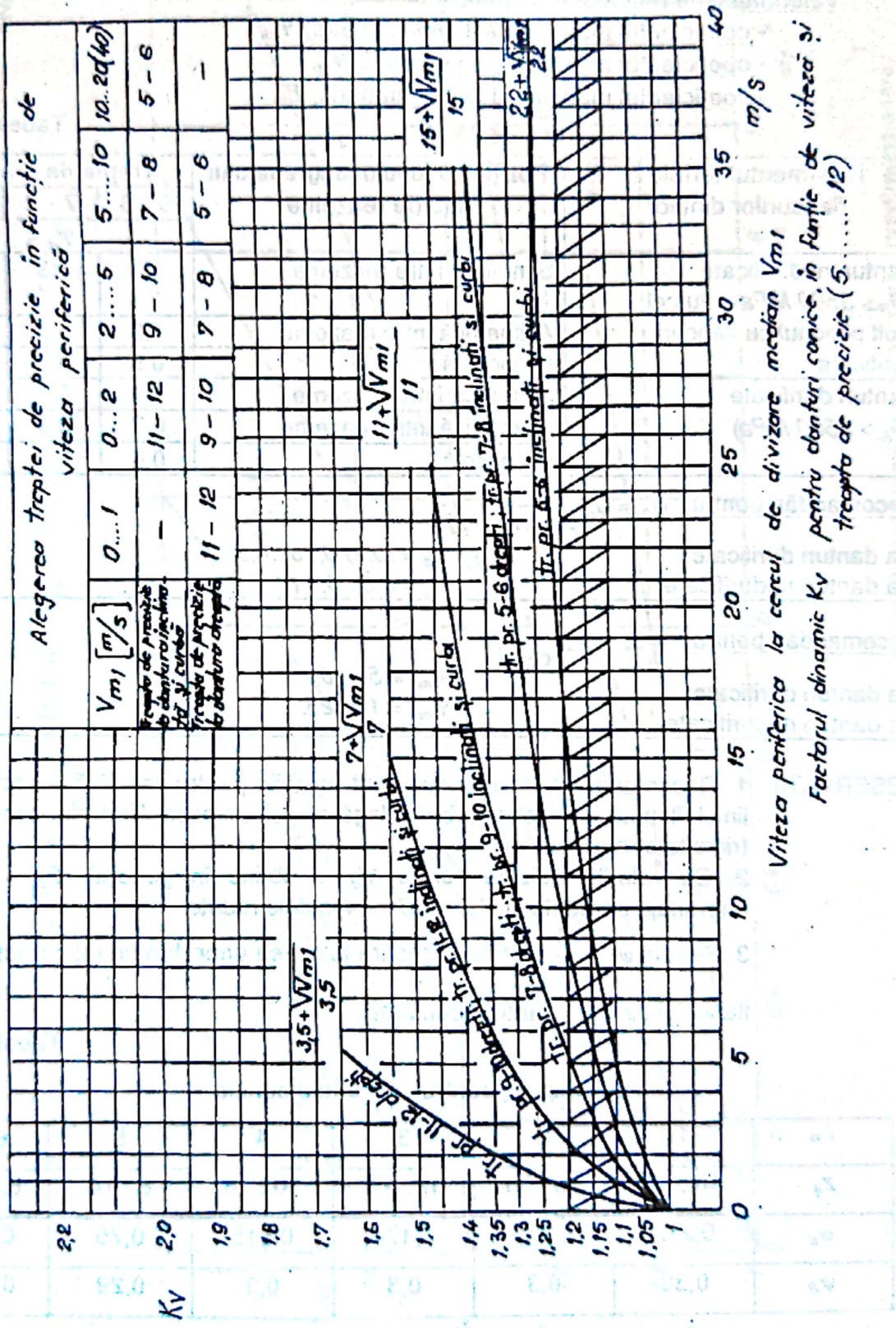
Factorul dinamic $K_{V\cdot C}$ pentru danturi cilindrice înclinate



Scanned with OKEN Scanner

ANEXA 9.2

Factorul dinamic $K_{v\text{-}c}$ pentru danturi conice



Viteza periferică la cercul de divizare median V_{m1}

Factorul dinamic K_V pentru danturi conice, în funcție de viteză și treapta de precizie (5.....12)

Scanned with OKEN Scanner

Valori maxime recomandate pentru:

- coeficientul diametral al lățimii danturii: Ψ_d,
- coeficientul axial al lățimii danturii: Ψ_a,
- coeficientul modular al lățimii danturii: Ψ_m

Tabelul 10.1

Tratamentul termic al flancurilor dinților	Poziția pinionului angrenajului față de reazeme	Trepte de precizie		
		5 - 6	7 - 8	9 - 10
		$\Psi_d \leq$		
Danturi nedurificate ($D_B \leq 3500$ MPa) sau cel mult pinionul cu flancuri durificate	Simetrică între reazeme	1,5	1,3	0,8
	Asimetrică între reazeme	1,3	0,8	0,6
	În consolă	0,5	0,4	0,3
Danturi durificate ($D_B > 3500$ MPa)	Simetrică între reazeme	1,0	0,7	0,4
	Asimetrică între reazeme	0,7	0,4	0,3
	În consolă	0,4	0,3	0,2

Recomandări pentru $\psi_a = \psi_d \frac{2}{i_{12} \pm 1}$:

- la danturi durificate: $\Psi_a = (0,2)\ 0,25...0,3$;
- la danturi nedurificate: $\Psi_a = 0,3...0,4\ (0,5)$.

Recomandări pentru : $\psi_{mn} = \psi_d \frac{z_1}{\cos\beta}$:

- la danturi durificate: $\Psi_{mn} = 5...10$;
- la danturi nedurificate: $\Psi_{mn} = 10...25$.

OBSERVAȚII :

1. Recomandările de mai sus sunt valabile pentru roți fără corecturi ale liniei flancului dintelui, arborii, lagărele și carcasa fiind de construcție (rigiditate) normală.
2. Cu valorile indicate pentru Ψ_d se obține în general $K_{H\beta} \approx 1,5$ la angrenaje nerodate și $K_{H\beta} \approx 1,3...1,4$ la cele rodate.
3. Pentru $\psi_d = \frac{b}{d_1} > 2$ este necesară folosirea unor danturi cu corecția liniei flancului dintelui (dantură bombată)

Tabelul 10.2

z_1, ψ_d și ψ_R pentru angrenaje conice

$i =$	1	2	3	4	5	6,5
z_1	18...40	15...30	12...23	10...18	8...14	6...10
ψ_d	0,212	0,336	0,474	0,615	0,75	0,75
ψ_R	0,30	0,3	0,3	0,3	0,29	0,23

$z_1 \geq z_{1min} \cdot \cos\delta_1 \cdot \cos^3\beta_m$

Scanned with OKEN Scanner

Factorii $K_{H\beta}$ și $K_{F\beta}$ de repartiție a sarcinii pe lățimea danturii

ANEXA 11.1

Determinarea grafică a factorilor $K_{H\beta}$ pentru angrenaje cilindrice

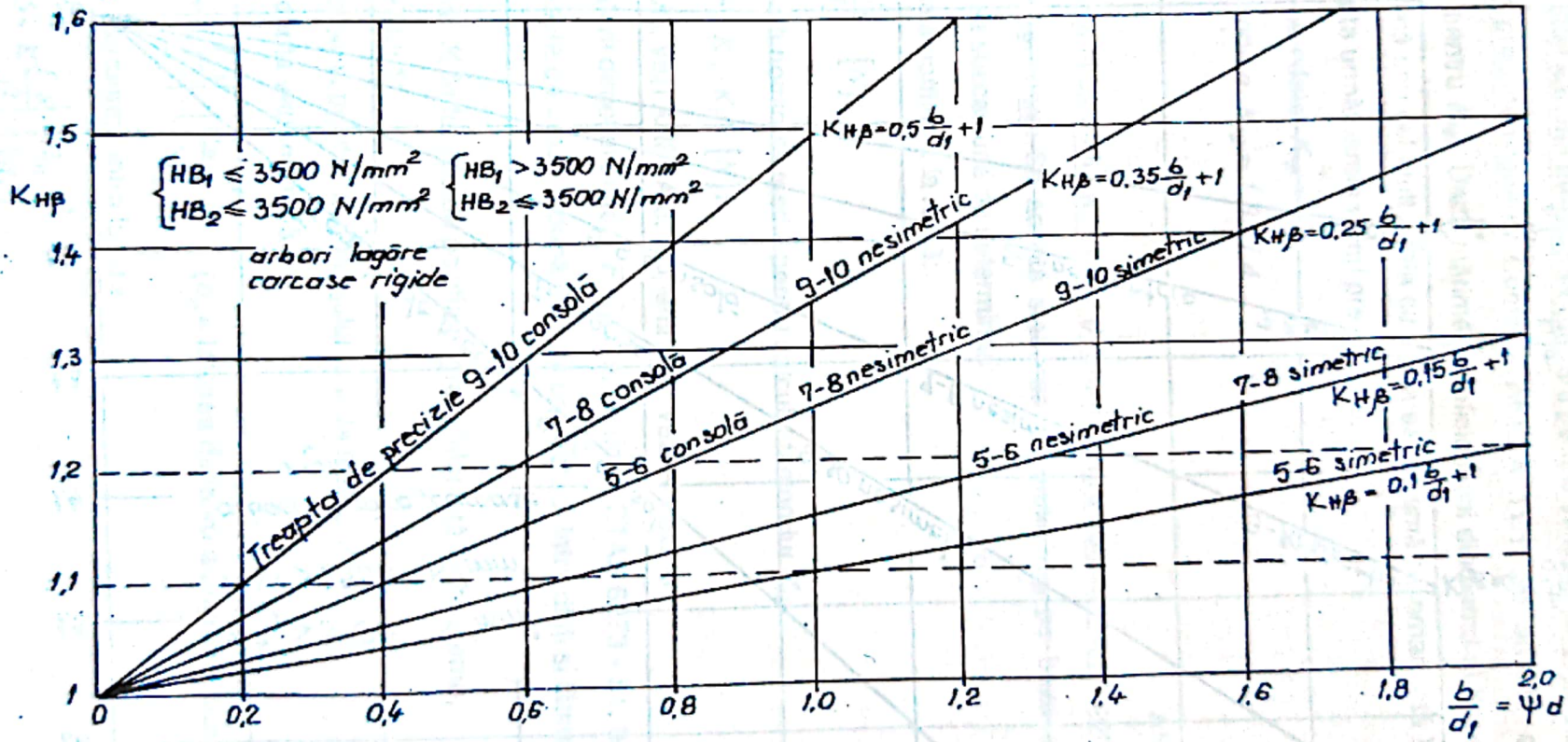


Fig. 11.1.a. Factorii $K_{H\beta}$ pentru angrenaje cu danturi cu duritate mică și medie (pentru predimensionare)

Scanned with OKEN Scanner

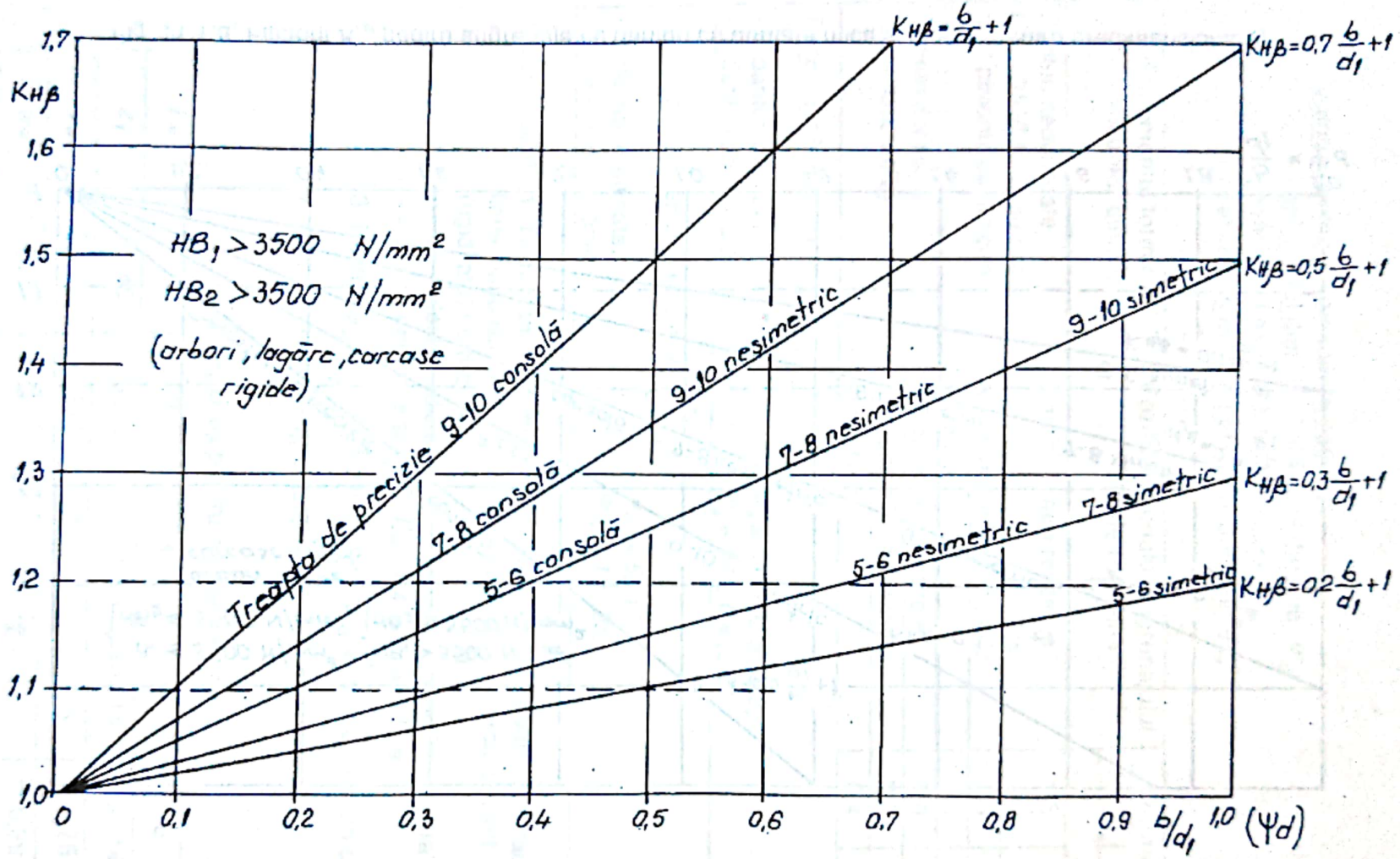


Fig. 11.1.b. Factorul $K_{H\beta}$ pentru angrenaje cu danturi durificate superficial (pentru predimensionare)

Scanned with OKEN Scanner

ANEXA 11.2

$K_{H\beta}$: Factorul repartiției sarcinii pe lățimea danturii pentru solicitarea de contact

În calcule de predimensionare: Conform ANEXA 11.1, se adoptă o valoare preliminară probabilă pentru $K_{H\beta}$. Dacă mărimea coeficientului diametral al lățimii danturii ψ'_d are valoare mai mică sau cel mult egală cu valoarea maximă recomandată în ANEXA 10, atunci se pot adopta următoarele valori preliminare:

- la angrenaje nerodate: $K_{H\beta} \approx 1,5$;
- la angrenaje rodate: $K_{H\beta} \approx 1,3...1,4$.

ANEXA 11.3

$K_{H\beta}$: Factorul repartiției sarcinii pe lățimea danturii pentru solicitarea de contact

În calcule de verificare: Se adoptă stabilirea factorului $K_{H\beta}$ pe baza algoritmului definit prin următoarea succesiune de determinări:

1) forța tangențială nominală la roată:

$$F_t = \frac{2T_{n1}}{d_{w1}} \quad [N];$$

2) forța tangențială nominală medie pentru calculul factorului $K_{H\beta}$:

$$F_{tm} = F_t \cdot K_A \cdot K_v \quad [N];$$

unde pentru K_A, vezi ANEXA 8, iar pentru K_V, vezi ANEXA 9.

3) toleranța abaterii direcției dintelui F_β, în μm, conform STAS 6273 - 81, tabelul 11, în funcție de treapta de precizie după criteriul contactului între dinți și lățimea coroanei dințate;

4) factorul auxiliar K, în funcție de poziția angrenajului față de reazeme, conform tabelului 1;

5) factorul influenței și poziției angrenajului față de reazeme:

– pentru dantură dreaptă sau înclinată:

$$\gamma = \left|1 + K\frac{l \cdot s}{d_1^2}\right| \left(\frac{b_w}{2d_1}\right)^2 ; \qquad (b_w = \text{lățimea de lucru a angrenajului})$$

– pentru dantura V, asimetrică între lagăre:

$$\gamma = \left|1,5 + K\frac{l \cdot s}{d_1^2}\right| \left(\frac{b_w}{2d_1}\right)^2$$

Scanned with OKEN Scanner

dimensiunile l și s, în mm, în funcție de poziția angrenajului (vezi tabelul 1);

6) abaterea direcției dintelui datorită deformării arborelui pinion:

- la angrenaje fără corecție pe lățimea danturii:

a) cu dantură dreaptă:

$$f_{ar} = \frac{F_{tm}}{b_w}(31\gamma + 5)10^{-3}\ [\mu m]\ ;$$

b) cu dantura înclinată sau în V:

$$f_{ar} = \frac{F_{tm}}{b_w}(36\gamma + 13)\ 10^{-3}\ [\mu m]\ ;$$

- la angrenaje cu dantură bombată:

a) cu dantură dreaptă:

$$f_{ar} = \frac{F_{tm}}{b_w}(15{,}5\gamma + 5)10^{-3}\ [\mu m]\ ;$$

b) cu dantură înclinată sau în V:

$$f_{ar} = \frac{F_{tm}}{b_w}(18\gamma + 13)10^{-3}\ [\mu m].$$

7) abaterea direcției dintelui datorită preciziei de execuție:

- cu operații de reglare și ajustare a lagărelor respectiv cu operații de rodaj/lepuire a angrenajului:

$$f_{ex} = 0{,}5F_\beta\ [\mu m];$$

- fără aceste operații:

$$f_{ex} = F_\beta\ [\mu m];$$

F_β - Toleranța abaterii direcției dintelui (conform STAS 6273 - 81, tabelul 11);

8) abaterea direcției dintelui datorită preciziei de execuție înainte de rodare:

$$F_{\beta x} = |f_{ar} + f_{ex}|\ ;$$

9) mărimea rodării abaterii direcției dintelui y_β, în μm, conform tabelului 2;

10) abaterea direcției dintelui după rodare:

$$F_{\beta y} = F_{\beta x} - y_\beta\ [\mu m]\ ;$$

11) rigiditatea medie a perechilor de dinți simultan în angrenare:

- pentru roți cu cuplu de material oțel/ oțel:

$$c_\gamma = 14\,(0{,}75\varepsilon_\alpha + 0{,}25)\ \left[\frac{N}{mm\ \mu m}\right];$$

- pentru roți cu cuplu de material oțel/ fontă:

Scanned with OKEN Scanner

$$c_\gamma = 10(0{,}75\varepsilon_\alpha + 0{,}25)\left[\frac{N}{mm\ \mu m}\right];$$

- pentru roți cu cuplu de material fontă/ fontă;

$$c_\gamma = 7{,}7(0{,}75\varepsilon_\alpha + 0{,}25)\left[\frac{N}{mm\ \mu m}\right];$$

- pentru alte materiale, vezi STAS 12268 84, tabelul 2.

12) indicatorul mărimii petei de contact (raportul dintre lățimea calculată de contact b_{cal} și lățimea activă a danturii b_w):

$$\frac{b_{cal}}{b_w} \quad (cf.\ Fig.\ 1)$$

13) dacă: $b_{cal}/b_w > 1$, atunci se trece la poz.15;

14) dacă: $b_{cal}/b_w \leq 1$, atunci factorul $K_{H\beta}$ rezultă cu relația:

$$K_{H\beta} = \frac{2}{\frac{b_{cal}}{b_w}},$$

se trece la poz.16;

15) factorul $K_{H\beta}$ rezultă cu relația:

$$K_{H\beta} = \frac{2\frac{b_{cal}}{b_w}}{2\frac{b_{cal}}{b_w} - 1};$$

16) stop.

b)
$$\frac{b_{cal}}{b_w} = 0{,}5 + \frac{F_{tm}}{b_w F_{\beta y} C_\delta} > 1$$

a)
$$\frac{b_{cal}}{b_w} = \sqrt{\frac{2F_{tm}}{b_w F_{\beta y} C_\delta}} \leq 1$$

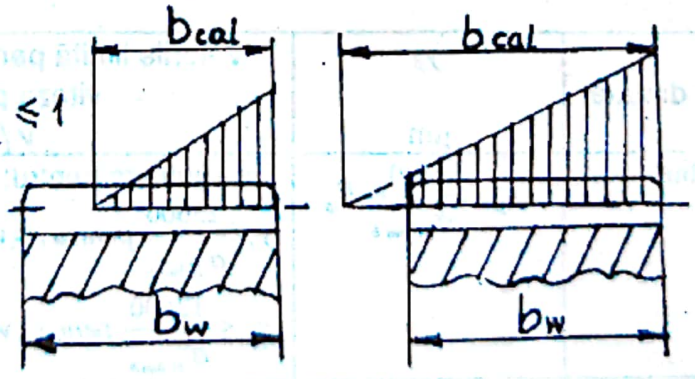
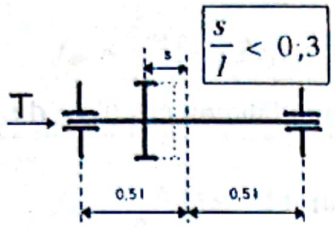
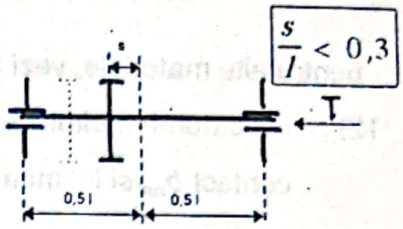
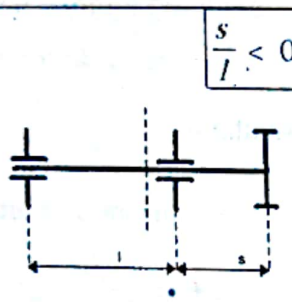
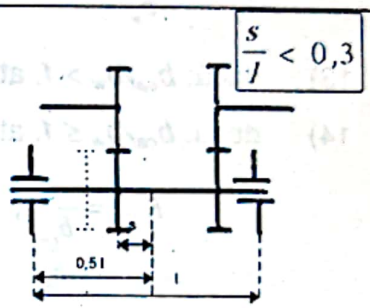
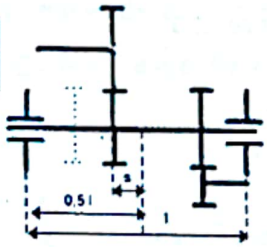


Fig. 1

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 1. Valorile factorului auxiliar K pentru calculul factorului influenței poziției angrenajului față de reazeme (conform STAS 12268 - 84)

Factorul K	Schema	Factorul K	Schema
1,2		−1,2	
3,2		−0,9	
−1,5			

OBSERVAȚIE: Pentru danturi în V: când roata nu este simetrică între lagăre, în desen s-a arătat punctat jumătatea de dantură mai puțin solicitată

Tabelul 2. Mărimea rodării abaterii direcției dintelui (conform STAS 12268 - 84)

Materialul roților dințate	y_β µm	Valorile limită pentru y_β în funcție de viteza periferică v [m/s]
Oțeluri îmbunătățite	$y_\beta = \frac{320}{\sigma_{H\lim b}} F_{\beta x}$	Fără limitare pentru: $v \le 5$. $y_\beta < \frac{25600}{\sigma_{H\lim b}}$ pentru: $5 < v \le 10$ $y_\beta \le \frac{12800}{\sigma_{H\lim b}}$ pentru: $v > 10$
Fonte cenușii	$y_\beta = 0,55F_{\beta x}$	y_β fără limitare pentru: $v \le 5$. $y_\beta \le 45$ µm pentru: $5 < v \le 10$. $y_\beta \le 22$ µm pentru: $v > 10$.
Roți cu danturi durificate	$y_\beta = 0,15F_{\beta x}$	v oricare: $y_\beta \le 6$ µm.

OBSERVAȚII: În cazul în care materialele sunt diferite la roți, se determină $y_{\beta 1}$ pentru pinion și $y_{\beta 2}$ pentru roată și se adoptă $y_\beta = 0,5\,(y_{\beta 1} + y_{\beta 2})$

Scanned with OKEN Scanner

$K_{F\beta}$: **Factorul repartiției sarcinii pe lățimea danturii pentru solicitarea de încovoiere.**

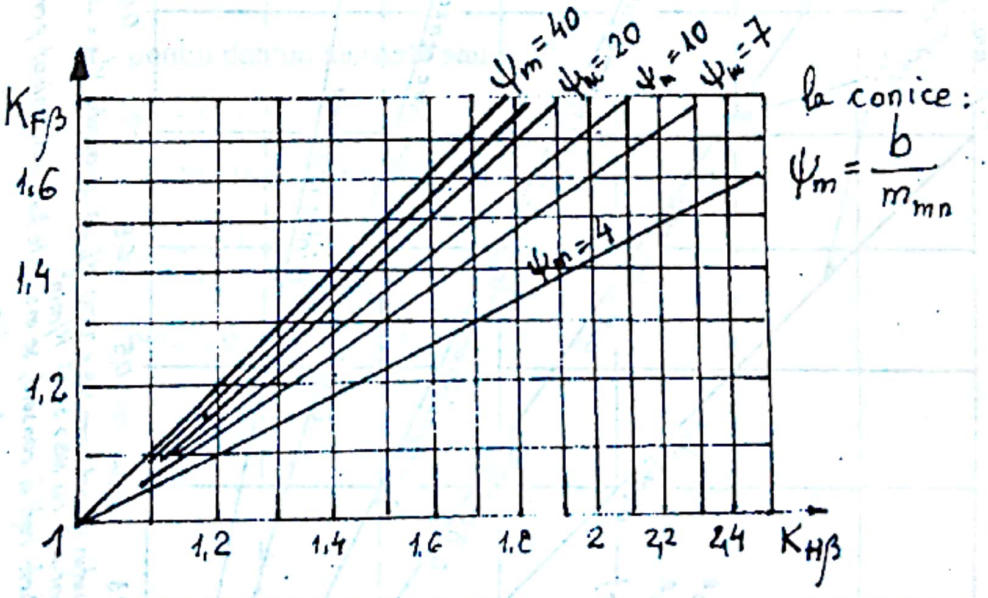
$$K_{F\beta} = K_{H\beta}^{N}$$

unde: $$N = \frac{(b/h)^2}{1+(b/h)+(b/h)^2}$$

$b/h = min(b_1/h_1)$ și (b_2/h_2)

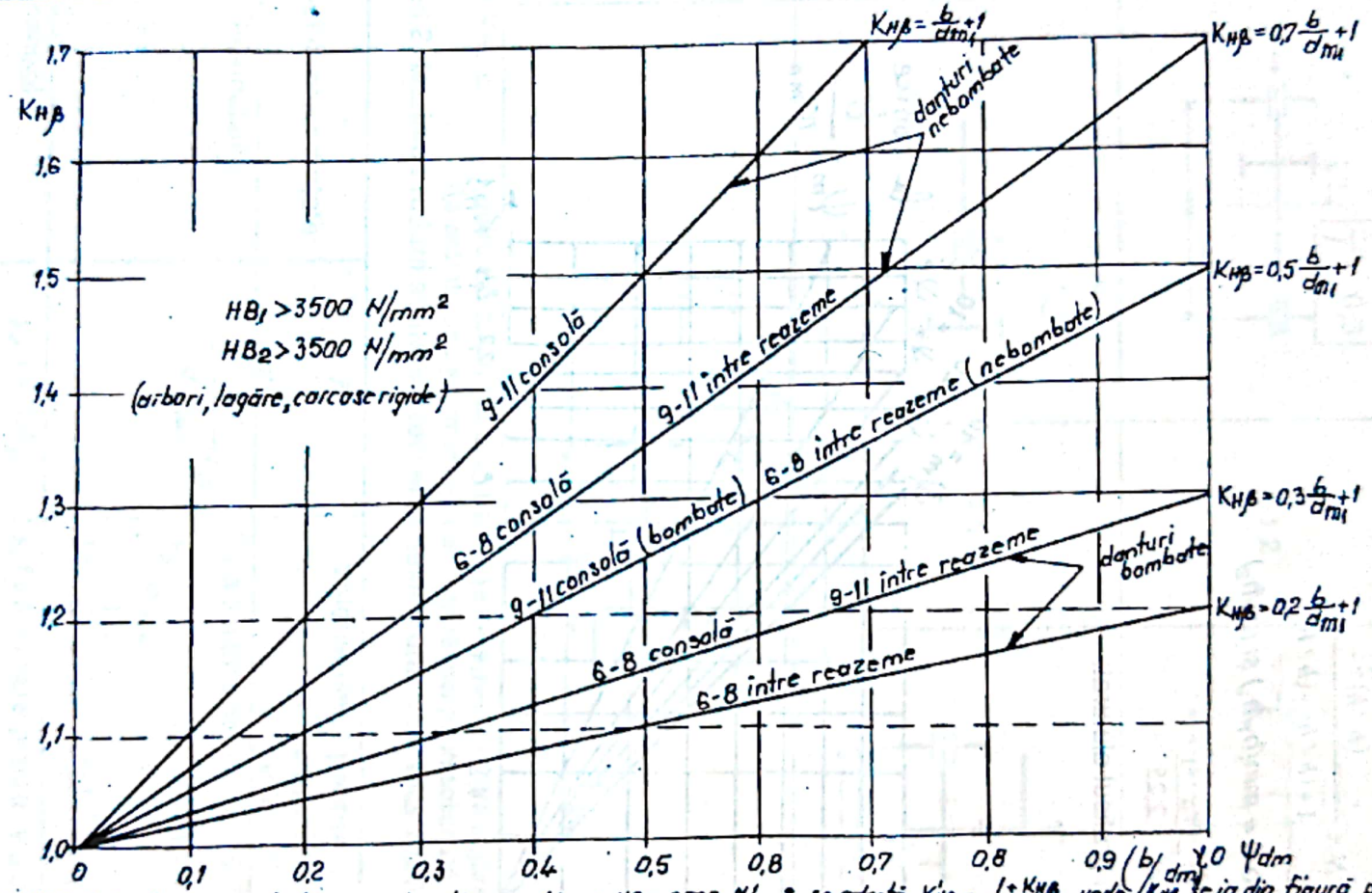
$$\frac{b_i}{h_i} = \frac{\psi_d \cdot z_1}{2{,}25}$$

sau din graficul alăturat:



Scanned with OKEN Scanner

$K_{H\beta}$: Factorul de repartiție a sarcinii pe lățimea danturii conice.



OBSERVAȚII: 1. Pentru angrenaje la care cel puțin o roată are HB < 3500 N/mm² se adoptă $K'_{H\beta}=\frac{1+K_{H\beta}}{2}$, unde $K_{H\beta}$ se ia din figură pentru cazul respectiv dar cu dantură cu HB > 3500 N/mm²

2. Pentru angrenajele cu ambele roți în consolă, se mărește $K_{H\beta}$ determinat pentru cazul cu o roată în consolă cu 10%

Factorul $K_{H\beta}$ pentru angrenaje concurente conice

Scanned with OKEN Scanner

Factorii repartiției sarcinii între dinți: $K_{H\alpha}$ respectiv $K_{F\alpha}$ pentru solicitările de contact ale flancurilor dinților respectiv pentru solicitările de încovoiere ale dinților

(Conform STAS 12268 - 84 - metoda C)

a) La angrenaje cu încărcare normală ($F_t / b_w > 150$ N/mm) și executate în treptele de precizie 1...7 la danturi drepte și 1...6 la danturi înclinate sau în V:

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$$

b) La angrenaje cu încărcări mici ($F_t/b_w \leq 150$ N/mm), respectiv la angrenaje executate în trepte de precizie inferioare:

- pentru danturi drepte:

$$K_{H\alpha} = \frac{1}{z_\varepsilon^2} \geq 1$$

- pentru danturi înclinate sau în V:

$$K_{H\alpha} = \varepsilon_\gamma ;$$

- pentru danturi înclinate sau în V:

$$K_{F\alpha} = \frac{\varepsilon_\gamma}{\varepsilon_\alpha \cdot Y_\varepsilon};$$

- pentru danturi drepte:

$$K_{F\alpha} = \frac{1}{Y_\varepsilon} = \frac{1}{0{,}25 + \frac{0{,}75}{\varepsilon_\alpha}} \geq 1$$

Scanned with OKEN Scanner

ANEXA 13

Factorul de influenţă global al zonei de contact $Z = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon (Z_\beta)$

ANEXA 13.1

Factorul de influenţă a elasticităţii materialelor roţilor Z_E asupra solicitărilor de contact ale flancurilor dinţilor

Factorul Z_E se defineşte prin relaţia:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi\left(\frac{1-\upsilon_1^2}{E_1}+\frac{1-\upsilon_2^2}{E_2}\right)}}\ [MPa]^{\frac{1}{2}}$$

în care:

E_1 şi E_2 — modulii de elasticitate longitudinali ai materialelor celor două roţi, în MPa (N/mm^2);

ν_1 şi ν_2 — coeficienţii lui Poisson pentru materialele celor două roţi (la oţeluri: $\nu = 0{,}3$, la textolit: $\nu = 0{,}5$).

Pentru $E_1 = E_2 = E$ şi $\nu_1 = \nu_2 = 0{,}3$ rezultă:

$$Z_E = \sqrt{0{,}175E}$$

Tabelul următor conţine date pentru E_1, E_2 şi Z_E în cazul unor angrenaje cu roţi din diferite materiale uzuale.

FACTORUL ELASTICITĂŢII MATERIALELOR Z_E

Materialul roţii 1	E_1 [MPa]	Materialul roţii 2	E_2 [MPa]	Z_E [MPa]$^{1/2}$
Oţel	206000	Oţel laminat	206000	189,8
		Oţel turnat	202000	188,9
		Fontă nodulară	173000	181,4
		Bronz cu staniu turnat	103000	155,0
		Bronz cu staniu	113000	159,8
		Fontă cenuşie	126000 – 118000	165,4 – 162,0
Oţel turnat	202000	Oţel turnat	202000	188,0
		Fontă nodulară	173000	180,5
		Fontă cenuşie	118000	161,4
Fontă nodulară	173000	Fontă nodulară	173000	173,0
		Fontă cenuşie	118000	156,6
Fontă cenuşie	126000 – 118000	Fontă cenuşie	118000	146 – 143,7
Oţel	206000	Textolit	7850	56,4

Scanned with OKEN Scanner

ANEXA 13.2

Factorul de influenţă a lungimii minime de contact, Z_ε

La angrenajele cu dinţi drepţi:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}}$$

La predimensionare se poate alege $\varepsilon_\alpha = 1,4$, rezultând $Z_\varepsilon = 0,94$.

La angrenajele cu dinţi înclinaţi sau în V, cu $\varepsilon_\beta < 1$:

$$Z_\varepsilon = \left[\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}\left(1-\varepsilon_\beta\right)+\frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}\right]^{1/2}$$

La angrenajele cu dinţi înclinaţi sau în V, cu $\varepsilon_\beta \geq 1$:

$$Z_\varepsilon = (1/\varepsilon_\alpha)^{1/2}$$

ANEXA 13.3

Factorul influenţei formei flancurilor dinţilor asupra solicitării de contact, Z_H

La angrenajele cu dinţi drepţi:

$$Z_H = \left[\left(2 / \sin\alpha \cdot \cos\alpha\right)\right]^{1/2} = (2 / \sin 2\cdot\alpha)^{1/2} = \sqrt{2 / \left(0,342 \cdot 0,94\right)}$$

$$Z_H = 2,5 \quad (pentru\ \ x_s = 0)$$

La angrenajele cu dinţi înclinaţi:

$$Z_H = \left[2 \cdot \cos\beta_b / \left(\cos^2\alpha_t \cdot tg^2\alpha_{wt}\right)\right]^{1/2}$$

La angrenajele conice:

$$Z_H = \left[2 \cdot \cos\beta_{bm} / \left(\cos\alpha_{tm} \cdot \sin\alpha_{wtm}\right)\right]^{1/2}$$

ANEXA 13.4

Factorul influenţei înclinării danturii, Z_β
(numai pentru danturile înclinate, pentru danturile drepte având valoarea 1)

$$Z_\beta = \left(\cos\beta\right)^{1/2}$$ (la conice, $\beta = \beta_m$)

Scanned with OKEN Scanner

ANEXA 14

Valorile standardizate ale modulului, raportului de transmitere și distanței dintre axe.

ANEXA 14.1

Modulul conform STAS 822 - 82 în mm

I (pref)	1		1,25		1,5		2		2,5		3		4		5		6		8		10
II		1,125		1,375		1,75		2,25		2,75		3,5		4,5		5,5		7		9	

Se admite folosirea modulilor 3,25; 3,75 și 4,25 pentru automobile și 6,5 pentru tractoare.

I		12		16		20		25		32		40		50		60		80		100
II	11		14		18		22		28		36		45		55		70		90	

ANEXA 14.2

Distanța dintre axe (mm) conform STAS 6055 - 82

I (pref)	40		50		63		80		100		125		160		200	
II	40	45	50	56	63	71	80	90	100	112	125	140	160	180	200	225

I	250		315		400		500		630		800		1000	
II	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710	800	900	1000	1120

Se admite folosirea valorii 320 în loc de 315 și a valorii 360 în loc de 355. Alte valori se obțin prin înmulțire cu 10.
Toleranțe conform STAS 6273 - 81.

ANEXA 14.3

Rapoarte de transmitere conform STAS 6012 - 82

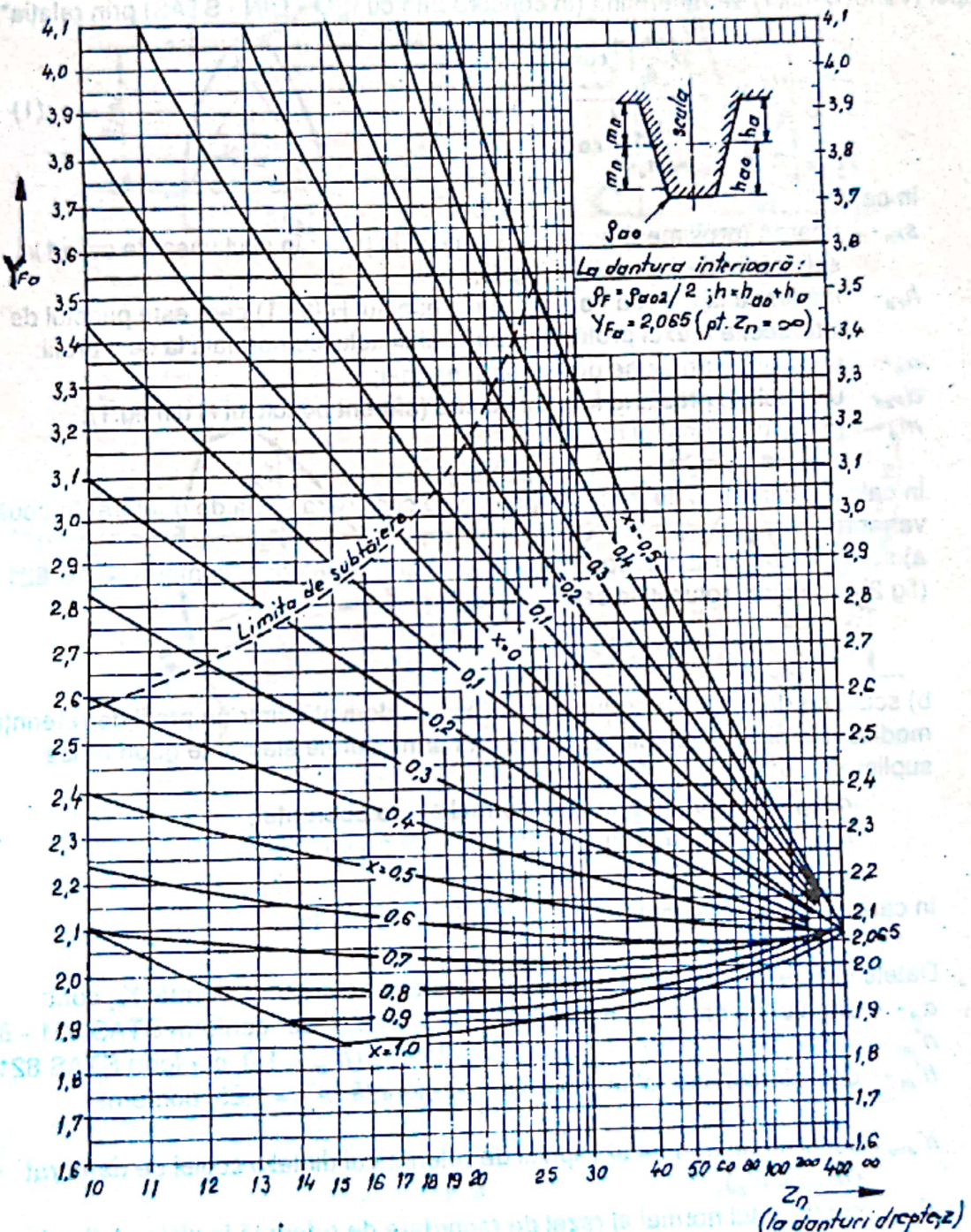
I	1,00		1,25		1,60		2,00		2,50		3,15		4,00		5,00		6,30		8,00	
II	1,00	1,12	1,25	1,40	1,60	1,80	2,00	2,24	2,50	2,80	3,15	3,55	4,00	4,50	5,00	5,60	6,30	7,10	8,00	9,00

Alte valori se obțin prin înmulțire/ împărțire cu 10; 100; 1000 etc. Rapoartele de transmitere subunitare se obțin prin împărțirea cifrei 1 la valorile din tabel (de ex: 1 : 1,25). Abaterile limită sunt: pentru $i \leq 4$... $\pm 2,5$ %; pentru $i > 4$... ± 3 %.

Scanned with OKEN Scanner

Factorul de formă al dintelui, Y_{Fa}

Factorul de formă al dintelui, Y_{Fa}, determinat din grafic pentru profilul de referință conform STAS 821-82



Factorul de formă Y_{Fa}

($\alpha_n = 20°$; $h_a/m_n = 1$; $h_f/m_n = 1,25$; $\rho_f/m_n = 0,375$)

Obs. Pt. alte profile de referință; STAS 12268-84; fig. 7.4; 7.7; 7.8

Scanned with OKEN Scanner

Algoritmul de calcul al factorilor de formă al dinților Y_{Fa}

Factorul de formă al dinților de tipul Y_{Fa}, definit în ipoteza aplicării întregii forțe normale la capul (vârful dinților) se determină (în concordanță cu ISO - DIN - STAS) prin relația*:

$$Y_{Fa} = \frac{6\left(\frac{h_{Fa}}{m_n}\right)\cos\alpha_{Fan}}{\left(\frac{s_{Fn}}{m_n}\right)^2\cos\alpha_n}, \qquad (1)$$

în care:

s_{Fn} - coarda (grosimea) normală a dintelui la picior în secțiunea de calcul la solicitările de încovoiere (fig.1);

h_{Fa} - înălțimea la coarda normală de la punctul H (fig.1) care este punctul de intersecție a axei profilului normal al dintelui cu normala la cest profil;

α_n - unghiul de presiune de referință normal;

α_{Fan} - unghiul de presiune normal de cap (aferent punctului H din fig.1);

m_n - modulul normal al danturii.

În calculul factorului de formă Y_{Fa} se poate considera scula de danturat în două variante:

a) sculă de danturat corespunzătoare profilului de referință conform STAS 821 - 82 (fig.2a), cu dinții rotunjiți la cap cu raza:

$$\rho_{a0} = \rho_f = \rho^*_{fn} \cdot m_n \ ;$$

b) sculă de danturat cu protuberanță (fig.2b), derivată dintr-un profil de referință modificat la piciorul dintelui și definit prin următoarele elemente geometrice suplimentare:

α_{PRO} - unghiul de presiune normal al protuberanței;

h_{PRO} - înălțimea protuberanței, definită prin relația:

$$h_{PRO} = h^*_{PRO} \cdot m_n \ ,$$

în care: h^*_{PRO} - coeficientul înălțimii protuberanței.

Datele inițiale constante necesare determinării factorului de formă Y_{Fa} sunt:

α_n - unghiul de presiune normal de referință ($\alpha_n = 20°$ conform STAS 821 - 82);

h^*_{an} - coeficientul normal al capului de referință ($h^*_{an} = 1{,}0$, conform STAS 821-82);

h^*_{fn} - coeficientul normal al piciorului de referință ($h^*_{fn} = 1{,}25$, conform STAS 821-82);

h^*_{an0} - coeficientul normal al capului de referință al dintelui sculei de danturat ($h^*_{an0} = h^*_{fn}$);

ρ^*_{fn} - coeficientul normal al razei de racordare de referință la piciorul dintelui ($\rho^*_{fn} = 0{,}38$, conform STAS 821 - 82);

* OBSERVAȚIE: La danturi drepte lipsește indicele *"n"* (normal) și $\beta = 0$. La danturi înclinate calculele se fac pentru roata echivalentă.

Scanned with OKEN Scanner

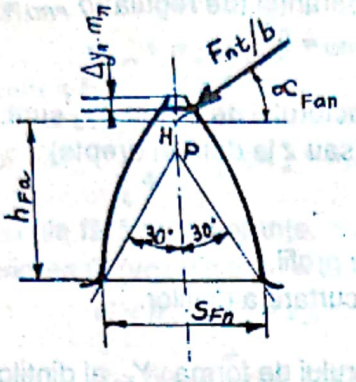


Fig. 1

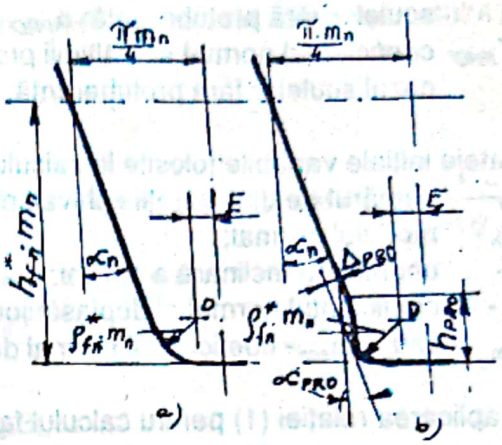


Fig. 2

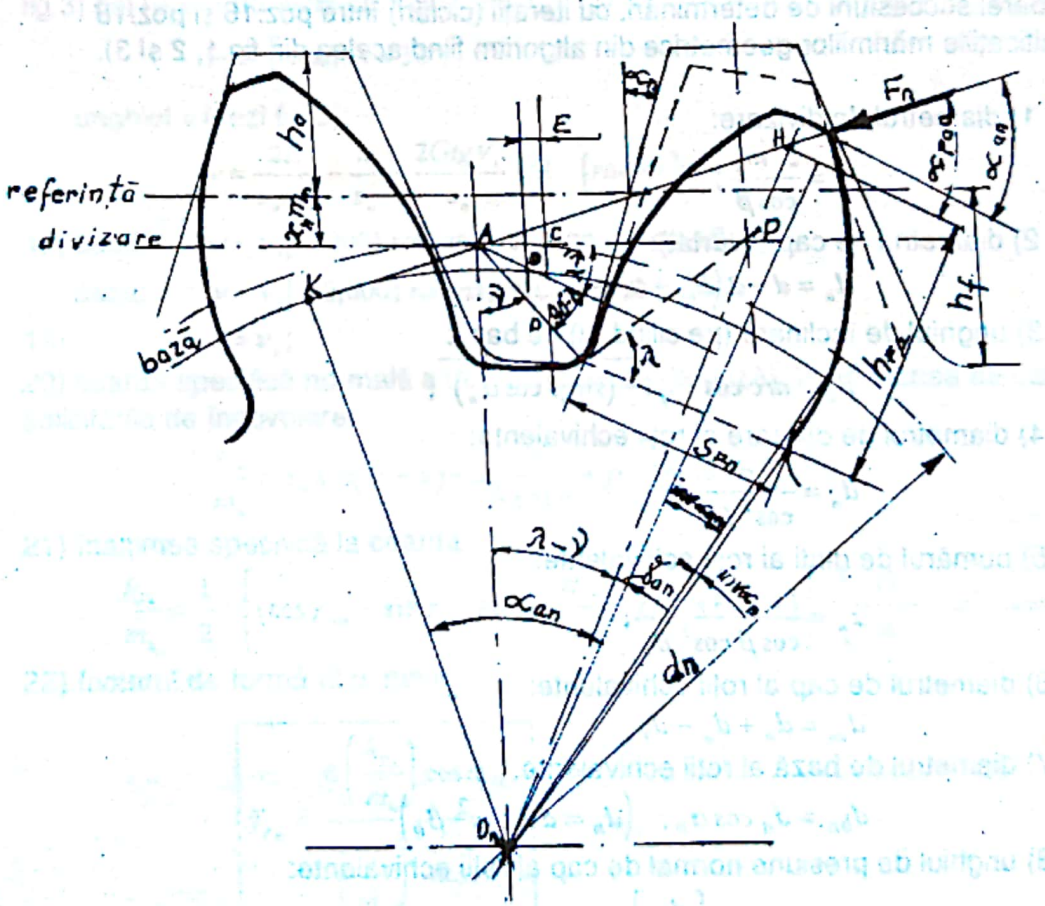


Fig. 3

OBS. $h_{Fa} = h_{Fan}$ $h_a = h_{an}$ $h_f = h_{fn}$

Scanned with OKEN Scanner

ρ^*_{ano} - coeficientul normal al razei de racordare de referinţă la capul dintelui sculei ($\rho^*_{ano} = \rho^*_{fn}$);

α_{PRO}. unghiul de presiune normal al protuberanţei (de regulă: $\alpha_{PRO} \approx 6^o$); în cazul sculelor fără protuberanţă: $\alpha_{PRO} = \alpha_n$;

h^*_{PRO} coeficientul normal al înălţimii protuberanţei (de regulă: $h^*_{PRO} \approx 0{,}5...0{,}6$); în cazul sculelor fără protuberanţă: $h^*_{PRO} = 0$.

Datele iniţiale variabile folosite la calculul factorului de formă Y_{Fa} sunt:

z_n - numărul de dinţi ai roţii echivalente (sau z la danturi drepte);

m_n - modulul normal;

β - unghiul de înclinare a dinţilor;

x_n - coeficientul normal al deplasărilor de profil;

Δ_{yn} sau Δ_{scn} - coeficientul normal de scurtare a dinţilor.

În aplicarea relaţiei (1) pentru calculul factorului de forma Y_{Fa} al dinţilor, la fiecare familie de parametri variabili z_n, m_n, β, x_n, Δ_{scn}, corzile specifice s_{Fn}/m_n şi înălţimile specifice la la aceste corzi h_{Fa}/m_n se pot determina prin mijlocirea unui calcul iterativ, pe baza următoarei succesiuni de determinări, cu iteraţii (ciclări) între poz.16 şi poz.18 (semnificaţiile mărimiilor geometrice din altgoritm fiind acelea din fig.1, 2 şi 3):

1) diametrul de divizare:

$$d = \frac{z \cdot m_n}{\cos\beta};$$

2) diametrul de cap (scurtat):

$$d_a = d + 2\left(h^*_{an} + x_n - \Delta_{scn}\right) m_n;$$

3) unghiul de înclinare (pe cilindrul) de bază:

$$\beta_b = arc\cos\ \sqrt{1 - \left(\sin\beta\cos\alpha_n\right)^2};$$

4) diametrul de divizare al roţii echivalente:

$$d_n = \frac{d}{\cos^2\beta_b};$$

5) numărul de dinţi ai roţii echivalente:

$$z_n = \frac{z}{\cos\beta\cos^2\beta_b};$$

6) diametrul de cap al roţii echivalente:

$$d_{an} = d_n + d_a - d;$$

7) diametrul de bază al roţii echivalente:

$$d_{bn} = d_n \cos\alpha_n; \quad \left(d_n = d / \cos^2\beta_b\right)$$

8) unghiul de presiune normal de cap al roţii echivalente:

$$\alpha_{an} = arc\cos\left[\frac{d_{bn}}{d_{an}}\right];$$

9) involuta unghiului de presiune de referinţă normal α_n:

$$inv\alpha_n = tg\alpha_n - \alpha_n \quad [radian];$$

10) involuta unghiului de presiune normal de cap al roţii echivalente - $inv\,\alpha_{an}$:

$$inv\alpha_{an} = tg\alpha_{an} - \alpha_{an} \quad [radian];$$

Scanned with OKEN Scanner

11) semiunghiul arcului de cap normal al dintelui roții echivalente:

$$\gamma_{an} = \frac{0{,}5\pi + 2x_n tg\alpha_n}{z_n} + inv\alpha_n - inv\alpha_{an};$$

12) unghiul de presiune normal de cap al roții echivalente aferent punctului H (vezi fig.1 și 3):

$$\alpha_{Fan} = \alpha_{an} - \gamma_{an};$$

13) mărimea E (vezi fig.2):

$$E = m_n \left[\frac{\pi}{4} - h^*_{fn} tg\alpha_n + h^*_{PRO}\left(tg\alpha_n - tg\alpha_{PRO}\right) - \left(1 - \sin\alpha_{PRO}\right)\frac{\rho^*_{fn}}{\cos\alpha_{PRO}}\right];$$

pentru scule fără protuberanțe, $\alpha_{PRO} = \alpha_n : h_{PRO} = 0$

14) mărimea G (vezi fig.3: $G = \overline{CD}/m_n$)

$$G = h^*_{fn} - \rho^*_{fn} - x_n;$$

15) $\lambda = 60° = \frac{\pi}{3} rad$ (vezi fig.3);

16) atribuirea valorii de iterație (ciclare) υ_i pentru determinarea unghiului ν (vezi fig.3) din relația transcendentă de la poz.17; se poate începe ($j = 1$) cu

$$\nu_1 = \frac{\pi}{6} radian = 30°;$$

17) unghiul ν (vezi fig.3):

$$\nu = \frac{2E}{z_n m_n} - \frac{\pi}{z_n} - \frac{2G tg\nu_i}{z_n} + \lambda \quad [radian];$$

18) dacă: $|\nu - \nu_i| > 0{,}0001\, radian$, se trece la poz.16;

dacă: $|\nu - \nu_i| \le 0{,}0001\, radian$, se termină iterația;

19) $\nu = \nu_i$;

20) coarda specifică normală a dintelui la picior (la bază), în secțiunea de calcul la solicitările de încovoiere:

$$\frac{s_{Fn}}{m_n} = z_n \sin(\lambda - \nu) - 2\left(\frac{G}{\cos\nu} + \rho^*_{fn}\right)\sin\lambda;$$

21) înălțimea specifică la coarda:

$$\frac{h_{Fa}}{m_n} = \frac{1}{2}\left[\left(\cos\gamma_{an} - \sin\gamma_{an} tg\alpha_{Fan}\right)\frac{d_{an}}{m_n} - z_n\cos(\lambda - \nu)\right] - \left[\frac{G}{\cos\nu} - \rho^*_{fn}\right]\cos\lambda;$$

22) factorul de formă al dintelui:

$$Y_{Fa} = \frac{6\left(\frac{h_{Fa}}{m_n}\right)\cos\alpha_{Fan}}{\left(\frac{s_{Fn}}{m_n}\right)^2 \cos\alpha_n}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Algoritmul de calcul al factorului de formă al dintelui Y_{Fa}

La danturile drepte dispare indicele "n" (normal) și $\beta = 0 = \beta_b$.

Cu datele inițiale precizate în ANEXA 15.2, factorul de formă al dintelui Y_{Fa} la danturi cilindrice interioare în evolventă se determină cu algoritmul definit prin următoarea succesiune de relații (având în vedere simplificarea $\alpha_{Fan} \approx \alpha_n$):

1) diametrul de divizare:

$$d = \frac{zm_n}{\cos\beta};$$

2) diametrul de cap:

$$d_a = d - 2\left(h_{an}^* - x_n - \Delta_{scn}\right)m_n; \quad \text{(de regulă } \Delta_{scn} = 0\text{)};$$

3) diametrul de picior:

$$d_f = d + 2\left(h_{an}^* + c_n^* + x_n\right)m_n;$$

4) unghiul de înclinare (pe cilindrul) de bază:

$$\beta_b = arc\cos\sqrt{1 - \left(\sin\beta\cos\alpha_n\right)^2};$$

5) diametrul de divizare al roții echivalente:

$$d_n = \frac{d}{\cos^2\beta_b};$$

6) diemtrul de cap al roții echivalente:

$$d_{an} = d_n - d + d_a; \qquad \left(\left|d_a - d\right| = 2h_{asc}\right)$$

7) diametrul de picior al roții echivalente:

$$d_{fn} = d_n - d + d_f;$$

8) înălțimea protuberanței:

$$\Delta_{PRO} = \left[\frac{h_{PRO}^* - \rho_{fn}^*\left(1 - \sin\alpha_{PRO}\right)}{\cos\alpha_{PRO}}\sin\left(\alpha_n - \alpha_{PRO}\right)\right]m_n;$$

9) coarda specifică normală a dintelui la picior (la bază) în secțiunea de calcul la solicitările de încovoiere:

$$\frac{s_{Fn}}{m_n} = 2\left[\frac{\pi}{4} + \left(h_{fn}^* - \rho_{fn}^*\right)tg\alpha_n + \frac{\rho_{fn}^* m_n - \Delta_{PRO}}{m_n\cos\alpha_n} - \rho_{fn}^*\cos\frac{\pi}{6}\right];$$

10) înălțimea specifică la coardă (în secțiunea de calcul la solicitările de încovoiere);

$$\frac{h_{Fa}}{m_n} = \frac{d_{fn} - d_{an}}{2m_n} - \left[\frac{\pi}{4} + \left(h_{fn}^* - \frac{d_{fn} - d_{an}}{2m_n}\right)tg\alpha_n\right]tg\alpha_n - \rho_{fn}^*\left(1 - \sin\frac{\pi}{6}\right);$$

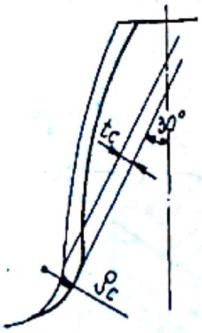
11) factorul de formă al dintelui:

$$Y_{Fa} = \frac{6\left(\frac{h_{Fa}}{m_n}\right)}{\left(\frac{s_{Fn}}{m_n}\right)^2}$$

Scanned with OKEN Scanner

ANEXA 16

Factorul de formă global: $Y = Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta$ **pentru calculul solicitărilor de încovoiere ale dinților** (Conform STAS 12268 - 84)

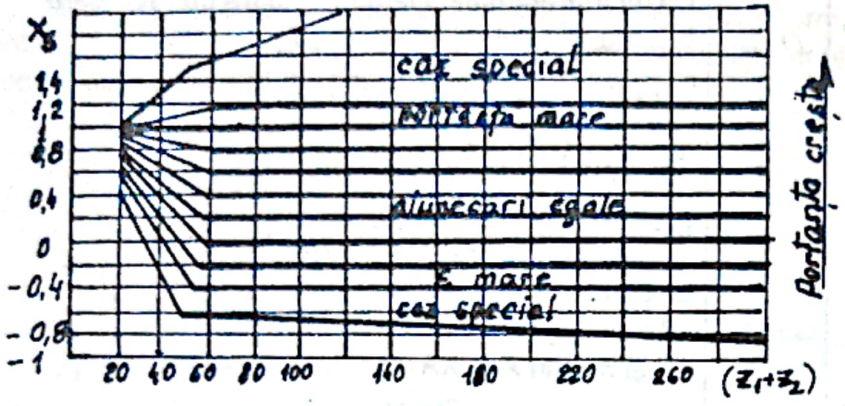
Poz	Denumirea factorului	Simbol	Relații de calcul sau/și recomandări
1.	Factorul de influență a concentratorului de tensiune la piciorul dintelui (Pentru determinări grafice vezi STAS 12268 - 84, fig.7.9...7.13) 	Y_{sa} (Y_{Sac})	Cazul a) Pentru dinți fără crestătură de rectificare la baza dintelui se determină Y_{sa} cu relația: $Y_{Sa} = (1,2 + 0,13L_a)q_S^{\left(\frac{1}{1,21+\frac{2,3}{L_a}}\right)}$, în care: $L_a = \frac{s_{Fn}}{h_{Fa}}$; $q_S = \frac{s_{Fn}}{2\rho_F}$, cu condiția: $1 \le q_S < 8$. – La danturi exterioare (vezi ANEXA 15) s_{Fn} și h_{Fa} din ANEXA 15 $\rho_F = \rho_{fn} + \frac{\cdot 2G^2 m_n}{\cos\nu\left(z_n \cos^2\nu - 2G\right)}$ – La danturi interioare (vezi ANEXA 15): $\rho_F = 0,5\rho_{fn}$; s_{Fn} și h_{Fa} din ANEXA 15 Cazul b) Pentru dinții cu crestături de rectificare la baza dintelui (de adâncime t_c și rază ρ_c) se determină Y_{Sac} cu relația: $Y_{Sac} = \frac{1,3Y_{Sa}}{1,3 - 0,6\sqrt{\frac{t_c}{\rho_c}}}$, în care: Y_{Sa} – factorul cu valoarea de la cazul a), fără a considera crestătura. Relația pentru Y_{Sac} este valabilă pentru: $0 < t_c/\rho_c < 1,4$.
2	Factorul de influență a înclinării dintelui asupra solicitărilor de încovoiere	Y_β	$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta^\circ}{120^\circ} \ge Y_{\beta\min}$, unde: $Y_{\beta\min} = 1 - 0,25\varepsilon_\beta \ge 0,75$. În calcule de predimensionare se evaluează ε_β ca mărime preliminară. (La danturi drepte $Y_\beta = 1$, la danturi înclinate $Y_{\beta prel} \approx 0,9$).
3.	Factorul de influență a gradului de acoperire asupra solicitărilor de încovoiere ale dinților	Y_ε	$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_{\alpha n}}$ unde: $\varepsilon_{\alpha n}$ – gradul de acoperire frontal al angrenajului echivalent $\varepsilon_{\alpha n} \cong \varepsilon_\alpha / \cos^3\beta_b$ La danturi drepte $\varepsilon_\alpha = 1,2 \div 1,5$. În calcule de predimensionare se poate evalua preliminar $Y_\varepsilon \approx 1,0$.

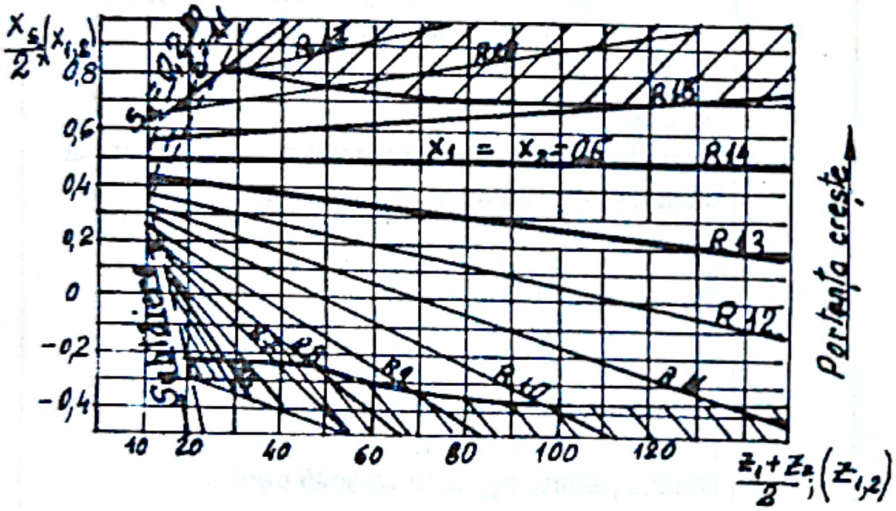
Scanned with OKEN Scanner

Repartiția sumei deplasărilor de profil X_{ns} pe pinion (X_{n1}) și pe roată (X_{n2}) la angrenajul cilindric exterior

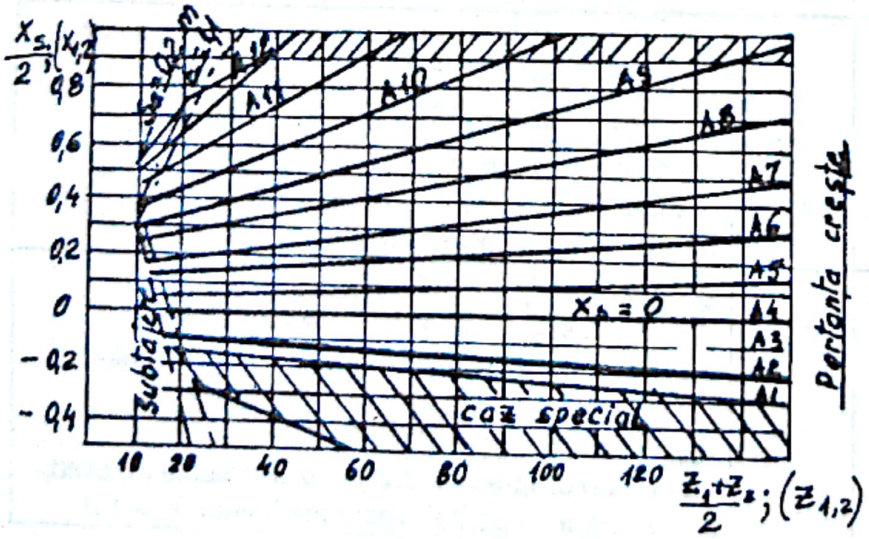
(Conform fig.8.1, STAS 12268 - 84)

la danturi drepte $x_n = x$ și $z_n = z$





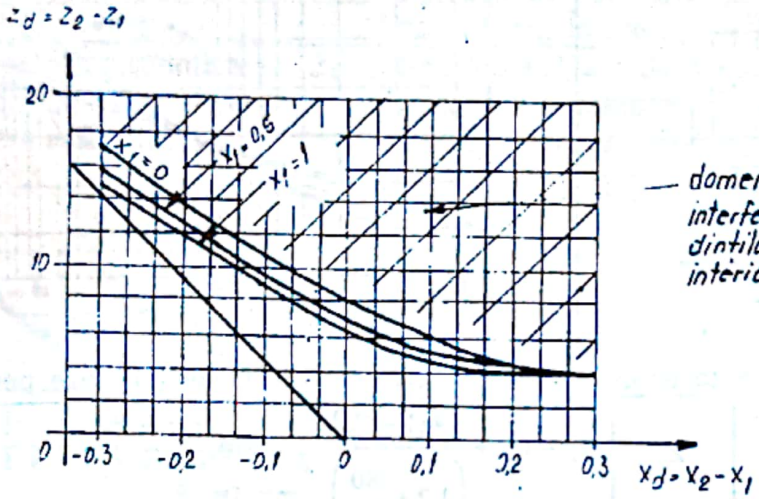
Angrenaj reductor de turație



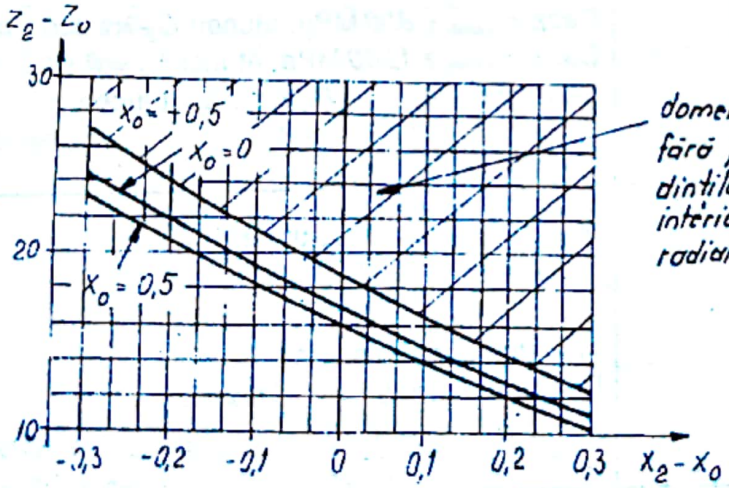
Angrenaj multiplicator de turație

Scanned with OKEN Scanner

Limitări ale alegerii numerelor de dinți și a deplasărilor de profil la angrenajele interioare



— domeniul haşurat este fără interferenţa vîrfurilor dinţilor la angrenajele interioare.



domeniul haşurat este fără pericolul retezării dinţilor cu dantură interioară la avansarea radială a cuţitului-roată

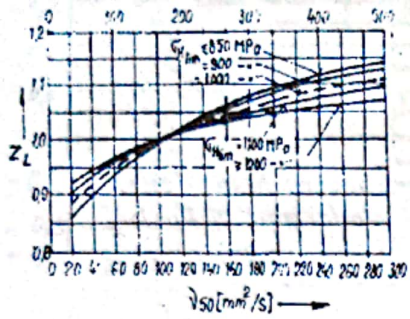
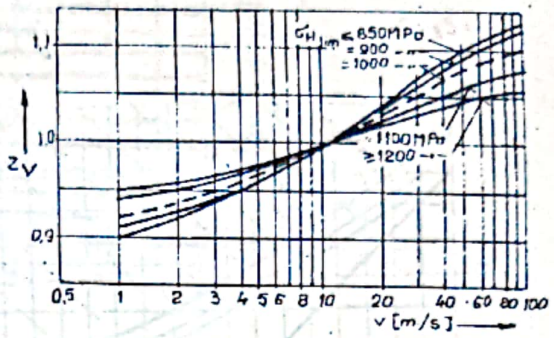
Scanned with OKEN Scanner

ANEXA 19

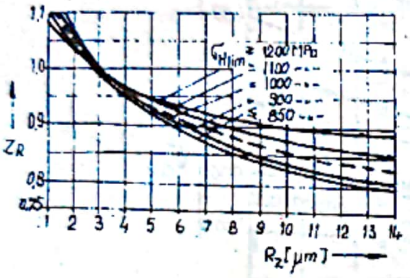
Factorul de influenţă global asupra tensiunilor admisibile de contact Z_σ

Factorii Z_L, Z_V, Z_R, Z_W, Z_X, Z_N şi Z_{Nst} pentru calculul solicitărilor de contact ale flancurilor dinţilor roţilor (Conform STAS 12268 - 84)

$$Z_\sigma = Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X \cdot Z_N$$

Poz	Denumirea factorului	Simbol	Relaţii de calcul sau/şi recomandări
	 ANEXA 19.1-Coeficientul influenţei ungerii		 ANEXA 19.2 - Factorul influenţei vitezei periferice
1	Factorul de influenţă a ungerii asupra solicitărilor de contact ale flancurilor dinţilor (Pentru determinări grafice ANEXA 19.1 sau STAS 12268 - 84, fig.6.6)	Z_L	$Z_L = C_Z + \dfrac{4(1-C_Z)}{\left(1{,}2 + \dfrac{80}{\nu^\circ_{50}}\right)^2}$, unde: ν°_{50} – vâscozitatea cinematică a lubrifiantului în mm^2/s, la t = 50°C. Dacă $\sigma_{H\,limb} \le 850$ MPa, atunci: $C_Z = 0{,}83$. Dacă $\sigma_{H\,limb} \ge 1200$ MPa, atunci: $C_z = 0{,}91$. Dacă $850 < \sigma_{H\,limb} < 1200$ MPa, atunci: $C_Z = 0.83 + 0{,}08\dfrac{\sigma_{H\,limb} - 850}{350}$
2.	Factorul de influenţă a vitezei periferice(tangenţiale) asupra solicitărilor de contact ale flancurilor dinţilor (ANEXA19.2 sau STAS 12268 - 84, fig.6.7)	Z_V	$Z_V = C_z + \dfrac{2(1-C_z)}{\sqrt{0{,}8 + \dfrac{32}{v_t}}}$, unde: v_t – viteza periferică, în m/s. Pentru mărimea C_z vezi poz.1.
3.	Factorul de influenţă a rugozităţii flancurilor dinţilor asupra solicitărilor de contact ale flancurilor dinţilor (Pentru determinări grafice vezi STAS 12268 - 84, fig.6.8)sau ANEXA 19.3	Z_R	$Z_R = \left(\dfrac{3}{R_{Z100}}\right)^{C_{ZR}}$, unde: $R_{Z100} = R_z \sqrt[3]{\dfrac{100}{a_w}}$; $R_z = 0{,}5\,(R_{z1} + R_{z2})$; a_W-distanţa între axe, în mm; R_{z1}, R_{z2}-rugozităţile flancurilor dinţilor 1 şi 2; $c_{ZR} = 0{,}32 - \sigma_{H\,limb}/5000$ Dacă $\sigma_{H\,limb} < 850$ MPa, se consideră $\sigma_{H\,limb} = 850$ MPa, iar dacă $\sigma_{H\,limb} > 1200$ MPa se consideră $\sigma_{H\,limb} = 1200$ MPa.

Scanned with OKEN Scanner

Poz	Denumirea factorului	Simbol	Relații de calcul sau/și recomandări
4.	Factorul de influență a raportului durităților flancurilor celor două roți asupra solicitărilor de contact	Z_W	Dacă angrenajul este format dintr-o roată cu dantură nedurificată ($D_B = 1300...3500$ MPa) și o roată cu dantura durificată și cu flancurile de dinți rectificate ($R_Z \leq 6\ \mu m$) atunci: $Z_W = 1{,}2 - \frac{D_B - 1300}{17000}$, unde: D_B – duritatea flancurilor dinților roții cu dantură nedurificată. În alte cazuri: $Z_W = 1$.
5.	Factorul de influență a dimensiunii dinților asupra solicitărilor de contact	Z_X	Se adoptă $Z_X = 1$, dacă s-au ales corespunzător materialul, tratamentul termic și adâncimea de durificare. În caz contrar se evaluează $Z_X < 1$.
	 ANEXA 19.3 - Factorul influenței rugozității flancurilor dinților		
6.	Factorul de influență a durabilității la solicitările de contact de oboseală	Z_N	1. $Z_N = \sqrt[m_H^*]{\frac{N_{HB}}{N_{HE}}}$, unde: 2. $m_H^* = \frac{\lg\left(\frac{N_{HB}}{N_{Hst}}\right)}{\lg\left(\frac{\sigma_{H\,lim\,st}}{\sigma_{H\,lim\,b} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X}\right)}$. Dacă 3. $N_{HE} \geq N_{HB}$, atunci $Z_N = 1$
7.	Factorul de influență a duratei de funcționare la solicitările de contact de supra-sarcini accidentale	Z_{Nst}	$Z_{Nst} = \sqrt[m_H^*]{\frac{N_{HB}}{N_{Hst}}}$ (vezi ANEXA 3)

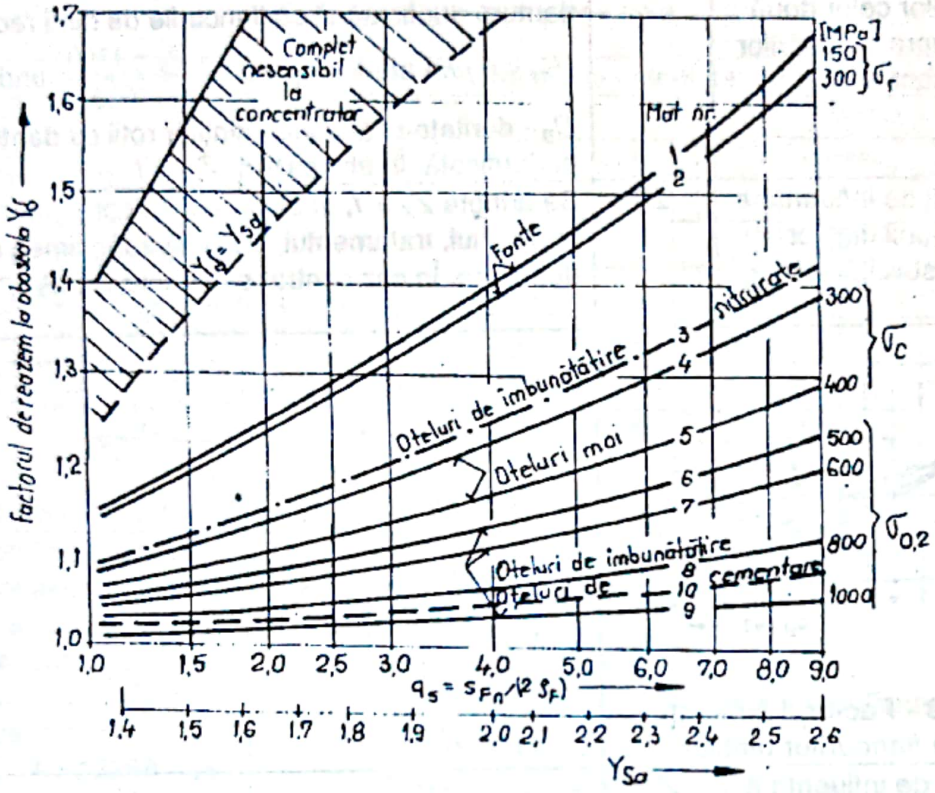
OBSERVAȚIE: Simplificând, relația 19.6.2 devine: $m_H^* = \frac{\lg\left(\frac{N_{HB}}{N_{Hst}}\right)}{\lg\left(\frac{Z_{Nst}}{Z_L Z_V Z_R Z_X}\right)}$

Scanned with OKEN Scanner

ANEXA 20

Factorul de influență global asupra tensiunilor admisibile de încovoiere:

$$Y_\sigma = Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_X$$

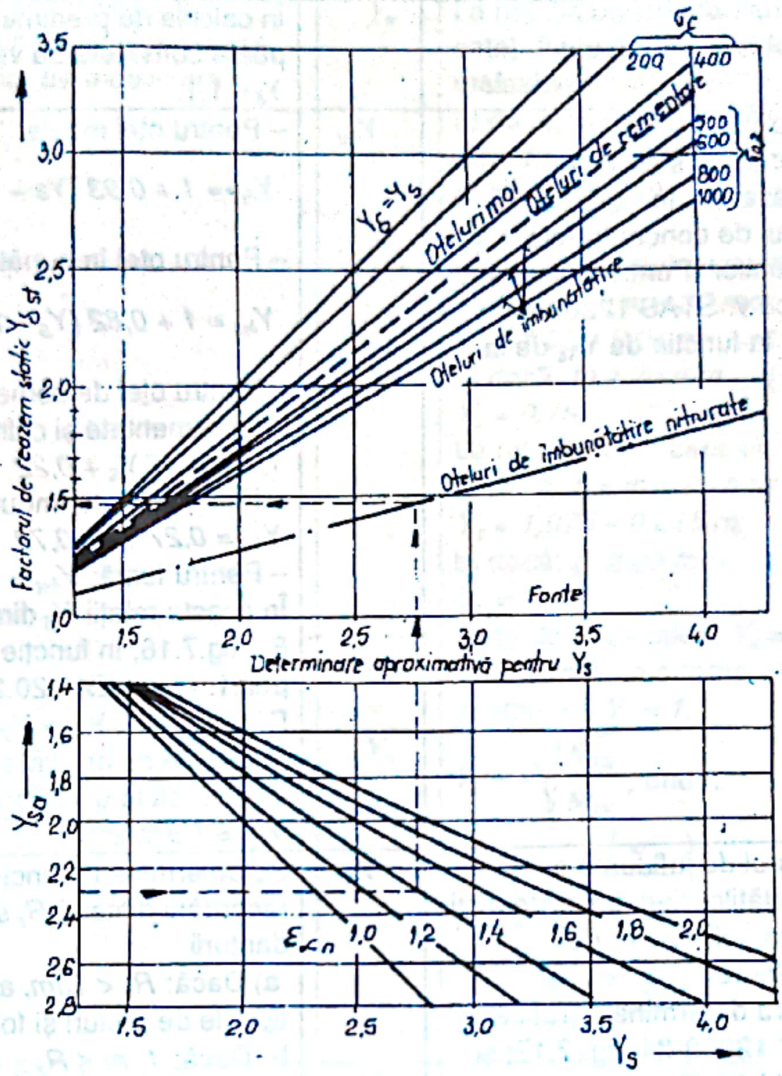


ANEXA 20.1 Factorul de reazem la oboseală Y_δ

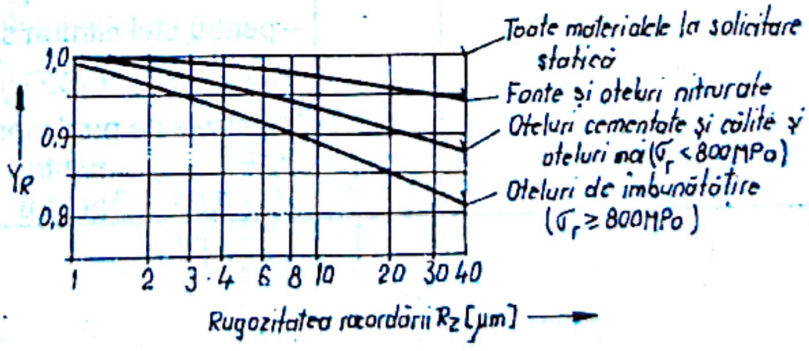
Poz.	Denumirea factorului	Simbol	Relații de calcul sau/și recomandări
1	Factorul sensibilității materialului solicitat la oboseală la concentratorul de tensiune de la baza dintelui (Pentru determinări grafice v. STAS 12268-84, fig. 7.15, sau figura de mai sus)	Y_δ	$Y_\delta = \dfrac{1+\sqrt{\rho' X^*}}{1+\sqrt{\rho' X^*_0}}$, unde: $X^*_0 = 0{,}2$; $X^* = 0{,}2(1 + q_s)$, iar q_s de la ANEXA 16.1; ρ' – din tab. următor:

Materialul roții dințate	ρ'
Fonte, σ_r = 150 MPa	0,3124
Fonte, σ_r = 300 MPa	0,3095
Oțel de îmbunătățire, flancuri nitrurate	0,1005
Oțel moale, σ_c = 300 MPa	0,0833
Oțel moale, σ_c = 400 MPa	0,0445
Oțel de îmbunătățire, $\sigma_{0,2}$ = 500 MPa	0,0281
Oțel de îmbunătățire, $\sigma_{0,2}$ = 600 MPa	0,0194
Idem, $\sigma_{0,2}$ = 800 MPa	0,0064
Idem, $\sigma_{0,2}$ = 1000 MPa	0,0014
Oțel de cementare	0,0030

Scanned with OKEN Scanner



ANEXA 20.2 Factorul de reazem static $Y_{\delta st}$



Anexa 20.3 Factorul rugozității pentru solicitarea de încovoiere

Scanned with OKEN Scanner

Poz.	Denumirea factorului	Simbol	Relații de calcul sau/și recomandări
			În calcule de predimensionare se poate considera ca valoare preliminară $Y_\delta \approx 1,1$.
2.	Factorul sensibilității materialului solicitat la suprasarcini în raport cu efectul de concentrare a tensiunilor (Pentru determinări grafice v. STAS 12268-84, fig. 7.16, în funcție de Y_{Sa} de la poz.1)	$Y_{\delta st}$	– Pentru oțel moale: $Y_{\delta st} = 1 + 0,93\,(Ys - 1)\sqrt[4]{\frac{200}{\sigma_{0,2}}}$ – Pentru oțel îmbunătățit: $Y_{\delta st} = 1 + 0,82\,(Y_S - 1)\sqrt[4]{\frac{300}{\sigma_{0,2}}}$ – Pentru oțel de cementare, flancuri de dinți cementate și călite: $Y_{\delta st} = 0,77\,Y_S + 0,22$ – Pentru oțel de îmbunătățire, nitrurat: $Y_{\delta st} = 0,27\,Y_S + 0,72$ – Pentru fontă: $Y_{\delta st} = 1,0$ În aceste relații Y_S din STAS 12268-84, fig.7.16, în funcție de Y_{Sa}, de la poz.1. (v. ANEXA 20.2) Dacă rezultă $Y_{\delta st} > Y_S$, atunci: $Y_{\delta st} = Y_S$ În calcule de predimensionare se evaluează la o valoare preliminară $Y_{\delta st} \approx 1,5 \ldots 2$
3	Factorul de influență a rugozităților flancurilor de dinți asupra solicitărilor de încovoiere (Pentru determinări grafice v. STAS 12268-84, fig. 7.17; și ANEXA 20.3)	Y_R	Se determină în funcție de rugozitatea racordării dintelui R_z și materialul danturii a) Dacă: $R_z < 1\mu m$, atunci pentru toate tipurile de oțeluri și fonte: $Y_R = 1,0$. b) Dacă: $1\mu m \le R_z \le 40\mu m$, atunci: – pentru oțel îmbunătățit: $Y_R = 1,490 - 0,471\sqrt[10]{(R_z + 1)}$; – pentru oțel cementat sau oțel moale: $Y_R = 4,924 - 3,90\sqrt[100]{(R_z + 1)}$; – pentru oțel nitrurat sau fontă: $Y_R = 4,161 - 3,155\sqrt[200]{(R_z + 1)}$. În calcule de predimensionare: $Y_R = 1$ pentru $R_z \le 1\mu m$; $Y_R \approx 0,95$ pentru $R_z > 1\mu m$.

Scanned with OKEN Scanner

Poz.	Denumirea factorului	Simbol	Relații de calcul sau/și recomandări
4	Factorul de influență a dimensiunilor dinților asupra solicitărilor de încovoiere	Y_x	La roți din oțeluri (cu danturi nedurificate), fonte nodulare și fonte maleabile: a) dacă: $5 < m < 30$ mm: $Y_x = 1{,}03 - 0{,}006\,m$, b) dacă: $m \geq 30$ mm: $Y_x = 0{,}85$. La roți din oțeluri cu danturi durificate: a) dacă: $5 < m < 30$ mm: $Y_x = 1{,}05 - 0{,}01\,m$. b) dacă: $m \geq 30$ mm $Y_x = 0{,}75$. La roți din fonte cenușii: a) dacă: $5 < m < 25$ mm: $Y_x = 1{,}075 - 0{,}015\,m$. b) dacă: $m \geq 25$ mm: $Y_x = 0{,}7$. La toate materialele $Y_x = 1$, dacă $m_n \leq 5$ mm. La suprasarcini, de asemenea $Y_x = 1$.
5	Factorul de influență a durabilității la solicitările de încovoiere de oboseală	Y_N	$Y_N = \sqrt[m^*_F]{\frac{N_{FB}}{N_{FE}}}$, unde: $m^*_F = \frac{\lg\left(\frac{N_{FB}}{N_{Fst}}\right)}{\lg\left(\frac{\sigma_{F\,lim\,st}}{\sigma_{0\,limb} Y_\delta Y_R Y_X}\right)}$ Dacă: $N_{FE} \geq N_{FB}$, atunci: $Y_N = 1$.
6	Factorul de influență a duratei de funcționare la solicitările de încovoiere de suprasarcini accidentale (de scurtă durată)	Y_{Nst}	$Y_{Nst} = \sqrt[m^*_F]{\frac{N_{FB}}{N_{Fst}}}$ (v. ANEXA 4)

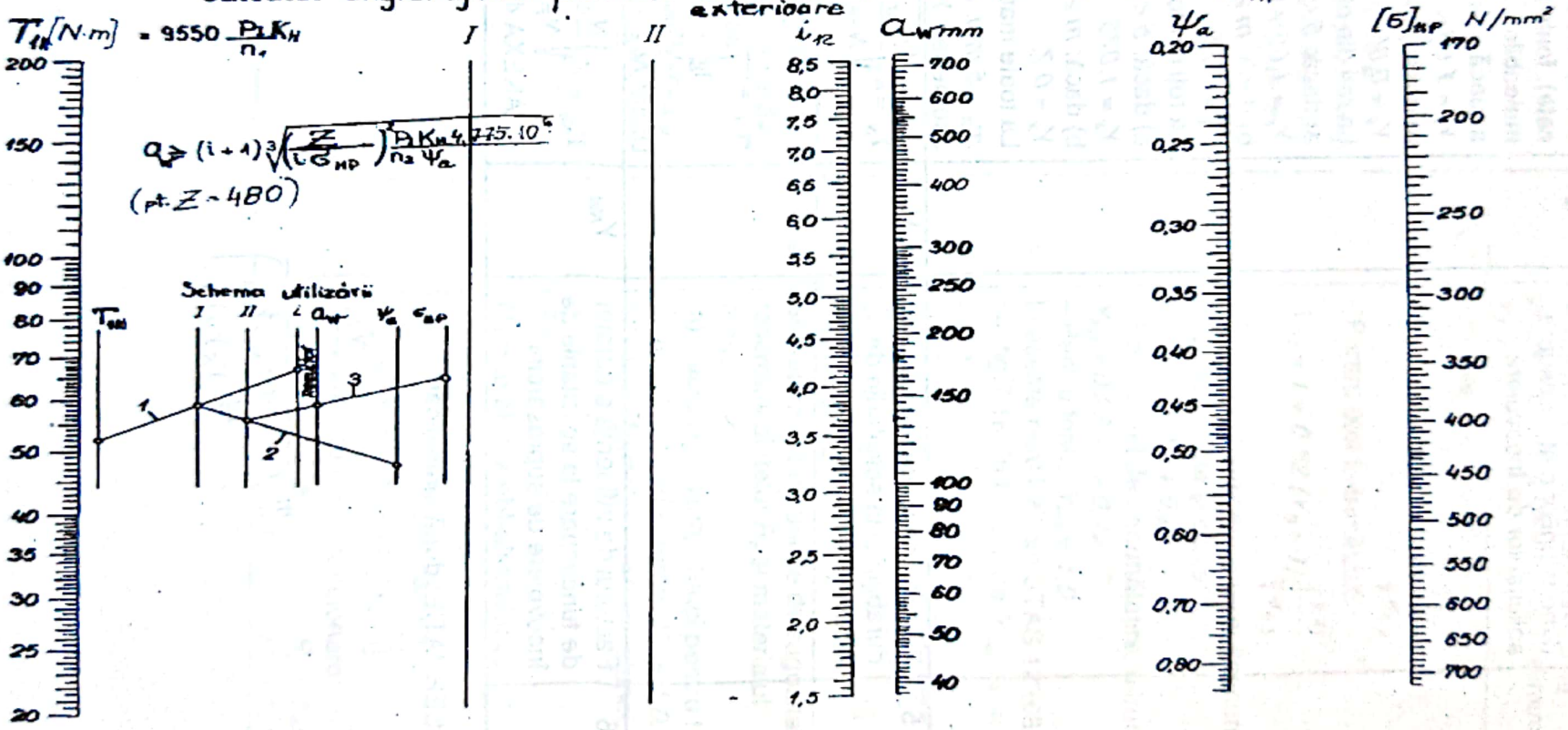
OBSERVAȚIE: după simplificări,

$$m^*_F = \frac{\lg\left(\frac{N_{FB}}{N_{Fst}}\right)}{\lg\left(\frac{Y_{Nst} Y_{\delta st}}{Y_\delta Y_R Y_X}\right)}$$

Scanned with OKEN Scanner

Nomograme pentru optimizarea factorilor care intervin în calculul de rezistență la contact a angrenajelor paralele cilindrice exterioare. ($a_W = f(T_1 K_H; i_{12}; \Psi_a; \sigma_{HP})$)

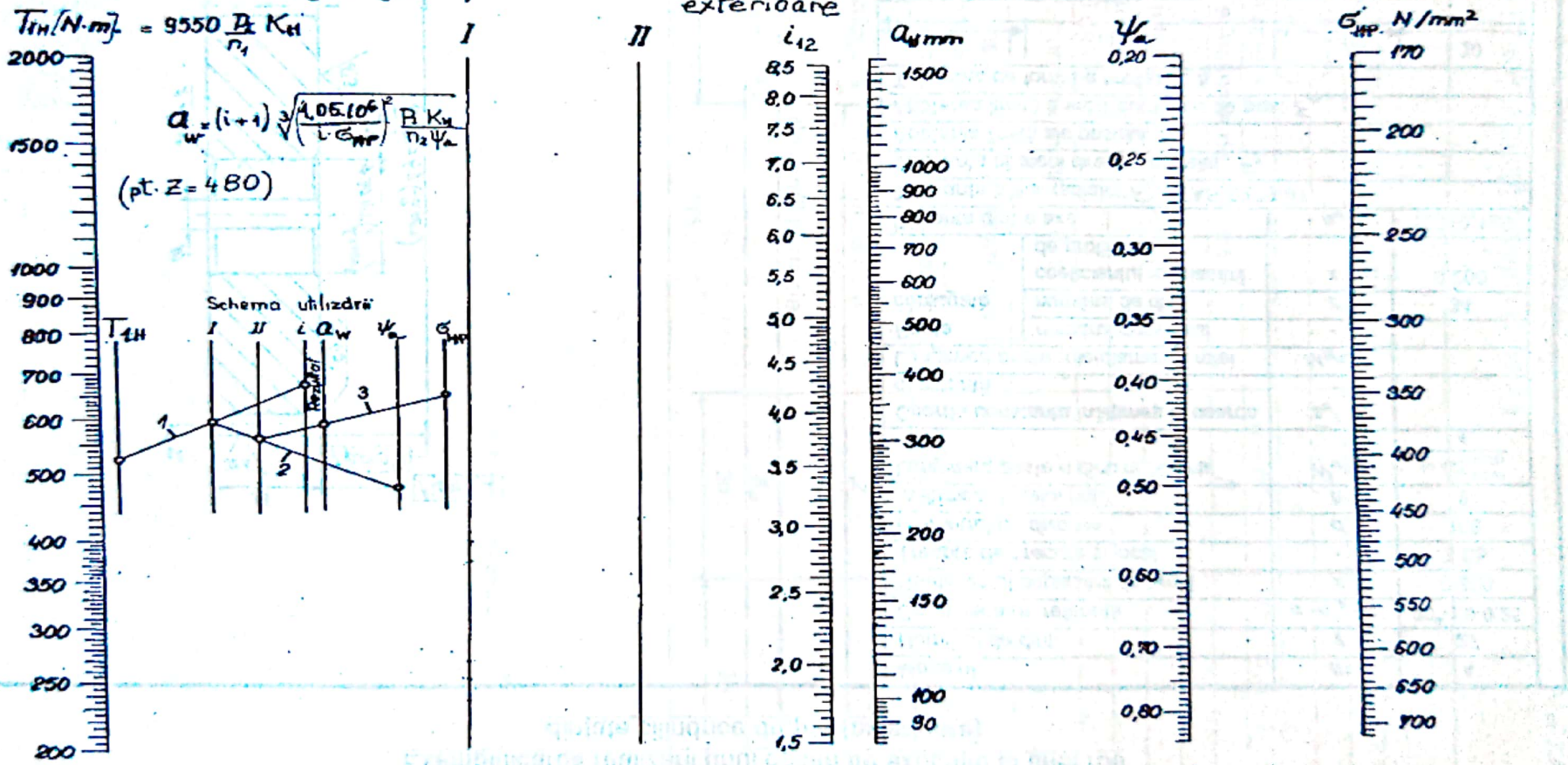
OBSERVAȚII: $\sigma_{HP} \leq 700$ MPa și $T_{1H} K_H = 20 \ldots 2000$ N · m; $a_W = 40 \ldots 1500$ mm. Pentru alte valori decât $Z = 480 \sqrt{MPa}$, de exemplu $Z' = 400$, valorile a_W obținute se vor înmulți cu factorul: $\sqrt[3]{\left(\frac{Z'}{Z}\right)^2}$ [pentru exemplul dat, $\sqrt[3]{\left(\frac{400}{480}\right)^2} = 0{,}89$] Dacă este necesar, scările logaritmice pot fi prelungite.



Scanned with OKEN Scanner

Calculul angrenajelor paralele cilindrice la solicitarea de contact (M_t = 200 ÷ 2000 N·m.)

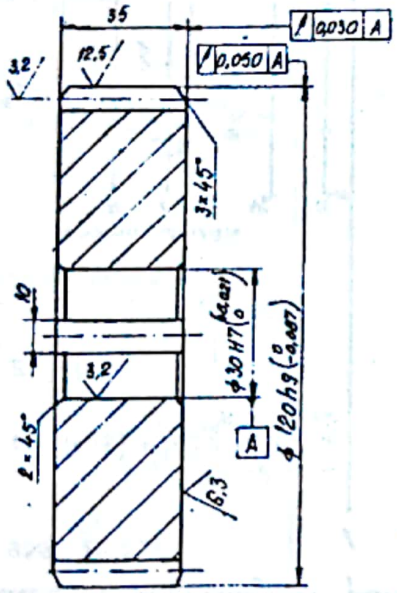
exterioare



Scanned with OKEN Scanner

ANEXA 22
ANEXA 22.1

Exemplificarea realizării unui desen de execuţie al unei roţi dinţate cilindrice drepte (exterioare)



Modulul		m	4
Numărul de dinţi		z	27
Cremaliera de referinţă		α -h^*_a : c^*	20^0-1,0-0,25
Coeficientul deplasării de profil		x	0,600
Treapta de precizie şi jocul		-	7 Cb
Diametrul de divizare		d	108
Înălţimea dintelui (inf.)		h	9
Lungimea peste n dinţi/nr.N dinţi		W_N/N	$\frac{44.483^{-0,140}_{-0,205}}{4}$
Coarda constantă/înălţimea la coarda constantă		s_c/h_c	
Lungimea peste role/diametrul rolei		M_R/d_R	
Roata conjugată	numărul desenului	-	
	numărul de dinţi	z	34
	coeficientul deplasării de profil	x	0,200
Distanţa dintre axe		a_w	125±0,125
Toleranţa bătăii radiale: F_r (STAS 6273-81)			
Toleranţa abaterii direcţiei dintelui : F_β			
Abaterile limită ale pasului: F_{pk}			
Abaterea limită a erorii cumulate de pas: F_{pc}			
Toleranţa de formă a profilului: f_f			

20 | 115 | 20 | 30

Material şi duritate:
Tratamente termice:

Scanned with OKEN Scanner

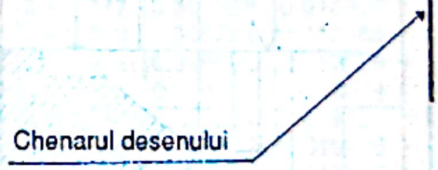
Tabelul cu caracteristicile danturii înclinate cilindrice

20 max.

7 mm

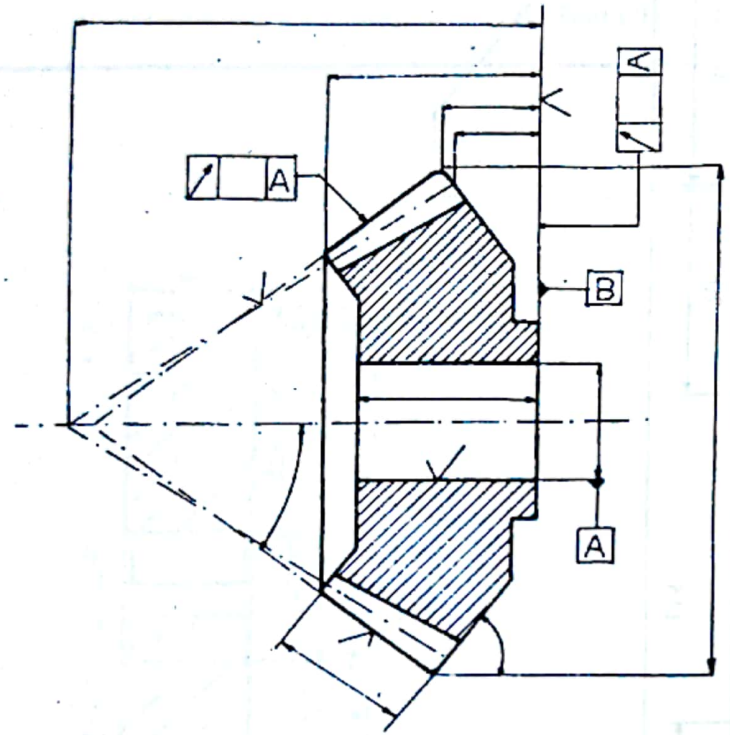
Modulul normal		m_n	
Modulul frontal		m_t	
Numărul de dinți		z	
Profilul de referință		$\alpha - h^* - c^*$	$20° - 1,0 - 0,25$
Unghiul de înclinare de divizare		β	
Sensul înclinării danturii			
Coeficientul deplasării de profil normale		x_n	
Treapta de precizie și jocul			
Diametrul de divizare		d	
Lungimea normală peste N dinți/numărul de dinți		W_N / N	
Coarda constantă normală/înălțimea la coarda constantă		$\bar{s}_{cn} / \bar{h}_{cn}$	
Lungimea peste bile/diametrul bilei		M_B / d_B	
Roata conjugată	Numărul desenului		
	Numărul de dinți	z	
	Coeficientul deplasării de profil normale	x_n	
Distanța între axe		a_w	

20 | 115 | 20 | 30



Scanned with OKEN Scanner

Exemplificarea realizării unui desen de execuţie al unei roţi dinţate conice (STAS 5013/3 - 82)



Modulul		m	
Modulul normal		m_n	
Modulul frontal		m_t	
Modulul normal median		m_{nm}	
Numărul de dinţi		z	
Profilul de referinţă		STAS 6844-80	
Unghiul de înclinare de divizare median		β_m	
Sensul înclinării danturii		–	
Coef. deplas. de profil	radiale	x_r	
	tangenţiale	x_t	
Coef. frontal al depl. de profil	radiale	x_{rt}	
	tangenţiale	x_{tt}	
Coarda de divizare/ înălţimea la coarda de divizare		$\bar{s}/\ h_a$	
Coarda de divizare normală /înălţimea la coarda de divizare normală		$\bar{s}_n/\ \bar{h}_{an}$	
Diametrul de divizare		d	
Unghiul conului de divizare		δ	
Lungimea generatoarei de divizare		R	
Unghiul conului de picior		δ_f	
Unghiul piciorului dintelui		θ_f	
Treapta de precizie şi jocul		–	
Unghiul dintre axe		Σ	
Roata conjugată	Nr. de dinţi	z	
	Nr.desenului	–	

20 | 115 | 20 | 30

Exemplu de date de control:

Jocul minim dintre flancuri: $j_{n\,min}$

Pata totală de contact: pe lungime; pe înălţime

Toleranţa bătăii radiale a danturii: F_r

Toleranţa variaţiei unghiului de măsurat dintre axe: $F''_{\Sigma o}$

Abaterile limită ale pasului frontal: f_{pt}

OBSERVAŢIE: Elementele marcate cu (*) pentru dinţi drepţi

Scanned with OKEN Scanner

VALORILE FUNCTIILOR TRIGONOMETRICE

ANEXA 23

cos α, tg α si inv α

α(grd)=20

min	cos α	tg α	inv α
0	0.939693	0.36397	0.014904
1	0.939593	0.3643	0.014943
2	0.939493	0.364629	0.014982
3	0.939394	0.364959	0.01502
4	0.939294	0.365289	0.015059
5	0.939194	0.365618	0.015098
6	0.939094	0.365948	0.015137
7	0.938994	0.366278	0.015176
8	0.938894	0.366608	0.015215
9	0.938794	0.366938	0.015254
10	0.938694	0.367268	0.015293
11	0.938593	0.367598	0.015333
12	0.938493	0.367929	0.015372
13	0.938392	0.368259	0.015411
14	0.938292	0.368589	0.015451
15	0.938191	0.36892	0.01549
16	0.938091	0.36925	0.01553
17	0.93799	0.369581	0.01557
18	0.937889	0.369911	0.015609
19	0.937788	0.370242	0.015649
20	0.937687	0.370573	0.015689
21	0.937586	0.370904	0.015729
22	0.937485	0.371235	0.015769
23	0.937383	0.371566	0.015809
24	0.937282	0.371897	0.01585
25	0.937181	0.372228	0.01589
26	0.937079	0.372559	0.01593
27	0.936977	0.372891	0.015971
28	0.936876	0.373222	0.016011
29	0.936774	0.373553	0.016052
30	0.936672	0.373885	0.016092
31	0.93657	0.374216	0.016133
32	0.936468	0.374548	0.016174
33	0.936366	0.37488	0.016215
34	0.936264	0.375212	0.016255
35	0.936162	0.375544	0.016296
36	0.936059	0.375875	0.016337
37	0.935957	0.376207	0.016379
38	0.935855	0.37654	0.01642
39	0.935752	0.376872	0.016461
40	0.935649	0.377204	0.016502
41	0.935547	0.377536	0.016544
42	0.935444	0.377869	0.016585
43	0.935341	0.378201	0.016627
44	0.935238	0.378534	0.016669
45	0.935135	0.378866	0.01671
46	0.935032	0.379199	0.016752
47	0.934929	0.379532	0.016794
48	0.934826	0.379865	0.016836
49	0.934722	0.380197	0.016878
50	0.934619	0.38053	0.01692
51	0.934515	0.380863	0.016962
52	0.934412	0.381197	0.017004
53	0.934308	0.38153	0.017047
54	0.934204	0.381863	0.017089
55	0.934101	0.382196	0.017132
56	0.933997	0.38253	0.017174
57	0.933893	0.382863	0.017217
58	0.933789	0.383197	0.017259
59	0.933685	0.38353	0.017302

α(grd)=21

min	cos α	tg α	inv α
0	0.93358	0.383864	0.017345
1	0.933476	0.384198	0.017388
2	0.933372	0.384532	0.017431
3	0.933267	0.384865	0.017474
4	0.933163	0.385199	0.017517
5	0.933058	0.385534	0.01756
6	0.932954	0.385868	0.017603
7	0.932849	0.386202	0.017647
8	0.932744	0.386536	0.01769
9	0.932639	0.386871	0.017734
10	0.932534	0.387205	0.017777
11	0.932429	0.38754	0.017821
12	0.932324	0.387874	0.017865
13	0.932219	0.388209	0.017908
14	0.932113	0.388544	0.017952
15	0.932008	0.388879	0.017996
16	0.931902	0.389213	0.01804
17	0.931797	0.389548	0.018084
18	0.931691	0.389884	0.018129
19	0.931586	0.390219	0.018173
20	0.93148	0.390554	0.018217
21	0.931374	0.390889	0.018262
22	0.931268	0.391225	0.018306
23	0.931162	0.39156	0.018351
24	0.931056	0.391896	0.018395
25	0.93095	0.392231	0.01844
26	0.930843	0.392567	0.018485
27	0.930737	0.392903	0.01853
28	0.930631	0.393238	0.018575
29	0.930524	0.393574	0.01862
30	0.930418	0.39391	0.018665
31	0.930311	0.394246	0.01871
32	0.930204	0.394583	0.018755
33	0.930097	0.394919	0.0188
34	0.929991	0.395255	0.018846
35	0.929884	0.395591	0.018891
36	0.929777	0.395928	0.018937
37	0.929669	0.396264	0.018983
38	0.929562	0.396601	0.019028
39	0.929455	0.396938	0.019074
40	0.929348	0.397274	0.01912
41	0.92924	0.397611	0.019166
42	0.929133	0.397948	0.019212
43	0.929025	0.398285	0.019258
44	0.928917	0.398622	0.019304
45	0.92881	0.398959	0.01935
46	0.928702	0.399297	0.019397
47	0.928594	0.399634	0.019443
48	0.928486	0.399971	0.01949
49	0.928378	0.400309	0.019536
50	0.92827	0.400646	0.019583
51	0.928161	0.400984	0.01963
52	0.928053	0.401322	0.019676
53	0.927945	0.401659	0.019723
54	0.927836	0.401997	0.01977
55	0.927728	0.402335	0.019817
56	0.927619	0.402673	0.019864
57	0.92751	0.403011	0.019912
58	0.927402	0.403349	0.019959
59	0.927293	0.403688	0.020006

Scanned with OKEN Scanner

α(grd)=22

min	cos α	tg α	inv α
0	0.927184	0.404026	0.020054
1	0.927075	0.404364	0.020101
2	0.926966	0.404703	0.020149
3	0.926857	0.405041	0.020197
4	0.926748	0.40538	0.020244
5	0.926638	0.405719	0.020292
6	0.926529	0.406057	0.02034
7	0.926419	0.406396	0.020388
8	0.92631	0.406735	0.020436
9	0.9262	0.407074	0.020484
10	0.92609	0.407413	0.020533
11	0.925981	0.407753	0.020581
12	0.925871	0.408092	0.020629
13	0.925761	0.408431	0.020678
14	0.925651	0.408771	0.020726
15	0.925541	0.40911	0.020775
16	0.92543	0.40945	0.020824
17	0.92532	0.40979	0.020873
18	0.92521	0.410129	0.020921
19	0.925099	0.410469	0.02097
20	0.924989	0.410809	0.021019
21	0.924878	0.411149	0.021069
22	0.924768	0.411489	0.021118
23	0.924657	0.411829	0.021167
24	0.924546	0.41217	0.021216
25	0.924435	0.41251	0.021266
26	0.924324	0.412851	0.021315
27	0.924213	0.413191	0.021365
28	0.924102	0.413532	0.021415
29	0.923991	0.413872	0.021465
30	0.92388	0.414213	0.021514
31	0.923768	0.414554	0.021564
32	0.923657	0.414895	0.021614
33	0.923545	0.415236	0.021665
34	0.923434	0.415577	0.021715
35	0.923322	0.415918	0.021765
36	0.92321	0.416259	0.021815
37	0.923099	0.416601	0.021866
38	0.922987	0.416942	0.021916
39	0.922875	0.417284	0.021967
40	0.922763	0.417625	0.022018
41	0.92265	0.417967	0.022068
42	0.922538	0.418309	0.022119
43	0.922426	0.41865	0.02217
44	0.922314	0.418992	0.022221
45	0.922201	0.419334	0.022272
46	0.922089	0.419676	0.022324
47	0.921976	0.420019	0.022375
48	0.921863	0.420361	0.022426
49	0.921751	0.420703	0.022478
50	0.921638	0.421046	0.022529
51	0.921525	0.421388	0.022581
52	0.921412	0.421731	0.022632
53	0.921299	0.422073	0.022684
54	0.921186	0.422416	0.022736
55	0.921072	0.422759	0.022788
56	0.920959	0.423102	0.02284
57	0.920846	0.423445	0.022892
58	0.920732	0.423788	0.022944
59	0.920619	0.424131	0.022997
60	0.920505	0.424474	0.023049

α(grd)=23

min	cos α	tg α	inv α
0	0.920505	0.424475	0.023049
1	0.920391	0.424818	0.023102
2	0.920277	0.425162	0.023154
3	0.920163	0.425505	0.023207
4	0.920049	0.425849	0.023259
5	0.919935	0.426193	0.023312
6	0.919821	0.426536	0.023365
7	0.919707	0.42688	0.023418
8	0.919593	0.427224	0.023471
9	0.919479	0.427568	0.023524
10	0.919364	0.427912	0.023578
11	0.91925	0.428257	0.023631
12	0.919135	0.428601	0.023684
13	0.919021	0.428945	0.023738
14	0.918906	0.42929	0.023791
15	0.918791	0.429634	0.023845
16	0.918676	0.429979	0.023899
17	0.918561	0.430324	0.023952
18	0.918446	0.430668	0.024006
19	0.918331	0.431013	0.02406
20	0.918216	0.431358	0.024114
21	0.918101	0.431703	0.024169
22	0.917985	0.432048	0.024223
23	0.91787	0.432394	0.024277
24	0.917755	0.432739	0.024332
25	0.917639	0.433084	0.024386
26	0.917523	0.43343	0.024441
27	0.917408	0.433775	0.024495
28	0.917292	0.434121	0.02455
29	0.917176	0.434467	0.024605
30	0.91706	0.434813	0.02466
31	0.916944	0.435159	0.024715
32	0.916828	0.435505	0.02477
33	0.916712	0.435851	0.024825
34	0.916595	0.436197	0.024881
35	0.916479	0.436543	0.024936
36	0.916363	0.43689	0.024992
37	0.916246	0.437236	0.025047
38	0.91613	0.437583	0.025103
39	0.916013	0.437929	0.025159
40	0.915896	0.438276	0.025214
41	0.915779	0.438623	0.02527
42	0.915662	0.43897	0.025326
43	0.915546	0.439317	0.025382
44	0.915428	0.439664	0.025439
45	0.915311	0.440011	0.025495
46	0.915194	0.440358	0.025551
47	0.915077	0.440705	0.025608
48	0.91496	0.441053	0.025664
49	0.914842	0.4414	0.025721
50	0.914725	0.441748	0.025778
51	0.914607	0.442096	0.025834
52	0.914489	0.442443	0.025891
53	0.914372	0.442791	0.025948
54	0.914254	0.443139	0.026005
55	0.914136	0.443487	0.026063
56	0.914018	0.443836	0.02612
57	0.9139	0.444184	0.026177
58	0.913782	0.444532	0.026235
59	0.913664	0.444881	0.026292
60	0.913545	0.445229	0.02635

Scanned with OKEN Scanner

α(grd)=24

min	cos α	tg α	inv α
0	0.913545	0.445229	0.02635
1	0.913427	0.445577	0.026407
2	0.913309	0.445926	0.026465
3	0.91319	0.446275	0.026523
4	0.913072	0.446624	0.026581
5	0.912953	0.446973	0.026639
6	0.912834	0.447322	0.026697
7	0.912715	0.447671	0.026756
8	0.912596	0.44802	0.026814
9	0.912478	0.448369	0.026872
10	0.912358	0.448719	0.026931
11	0.912239	0.449068	0.026989
12	0.91212	0.449418	0.027048
13	0.912001	0.449767	0.027107
14	0.911881	0.450117	0.027166
15	0.911762	0.450467	0.027225
16	0.911643	0.450817	0.027284
17	0.911523	0.451167	0.027343
18	0.911403	0.451517	0.027402
19	0.911284	0.451868	0.027462
20	0.911164	0.452218	0.027521
21	0.911044	0.452568	0.027581
22	0.910924	0.452919	0.02764
23	0.910804	0.453269	0.0277
24	0.910684	0.45362	0.02776
25	0.910563	0.453971	0.02782
26	0.910443	0.454322	0.02788
27	0.910323	0.454673	0.02794
28	0.910202	0.455024	0.028
29	0.910082	0.455375	0.02806
30	0.909961	0.455726	0.028121
31	0.909841	0.456078	0.028181
32	0.90972	0.456429	0.028242
33	0.909599	0.456781	0.028302
34	0.909478	0.457132	0.028363
35	0.909357	0.457484	0.028424
36	0.909236	0.457836	0.028485
37	0.909115	0.458188	0.028546
38	0.908994	0.45854	0.028607
39	0.908872	0.458892	0.028668
40	0.908751	0.459244	0.028729
41	0.90863	0.459596	0.028791
42	0.908508	0.459949	0.028852
43	0.908387	0.460301	0.028914
44	0.908265	0.460654	0.028976
45	0.908143	0.461006	0.029037
46	0.908021	0.461359	0.029099
47	0.907899	0.461712	0.029161
48	0.907777	0.462065	0.029223
49	0.907655	0.462418	0.029285
50	0.907533	0.462771	0.029348
51	0.907411	0.463124	0.02941
52	0.907289	0.463478	0.029472
53	0.907166	0.463831	0.029535
54	0.907044	0.464185	0.029598
55	0.906922	0.464538	0.02966
56	0.906799	0.464892	0.029723
57	0.906676	0.465246	0.029786
58	0.906554	0.4656	0.029849
59	0.906431	0.465954	0.029912
60	0.906308	0.466308	0.029975

α(grd)=25

min	cos α	tg α	inv α
0	0.906308	0.466307	0.029975
1	0.906185	0.466661	0.030039
2	0.906062	0.467016	0.030102
3	0.905939	0.46737	0.030165
4	0.905816	0.467725	0.030229
5	0.905692	0.468079	0.030293
6	0.905569	0.468434	0.030357
7	0.905445	0.468789	0.03042
8	0.905322	0.469143	0.030484
9	0.905198	0.469498	0.030548
10	0.905075	0.469853	0.030613
11	0.904951	0.470209	0.030677
12	0.904827	0.470564	0.030741
13	0.904703	0.470919	0.030806
14	0.904579	0.471275	0.03087
15	0.904455	0.47163	0.030935
16	0.904331	0.471986	0.031
17	0.904207	0.472342	0.031065
18	0.904083	0.472697	0.031129
19	0.903958	0.473053	0.031195
20	0.903834	0.473409	0.03126
21	0.903709	0.473766	0.031325
22	0.903585	0.474122	0.03139
23	0.90346	0.474478	0.031456
24	0.903335	0.474835	0.031521
25	0.903211	0.475191	0.031587
26	0.903086	0.475548	0.031653
27	0.902961	0.475904	0.031718
28	0.902836	0.476261	0.031784
29	0.902711	0.476618	0.03185
30	0.902585	0.476975	0.031917
31	0.90246	0.477332	0.031983
32	0.902335	0.477689	0.032049
33	0.902209	0.478047	0.032115
34	0.902084	0.478404	0.032182
35	0.901958	0.478762	0.032249
36	0.901833	0.479119	0.032315
37	0.901707	0.479477	0.032382
38	0.901581	0.479835	0.032449
39	0.901455	0.480193	0.032516
40	0.901329	0.480551	0.032583
41	0.901203	0.480909	0.03265
42	0.901077	0.481267	0.032718
43	0.900951	0.481625	0.032785
44	0.900825	0.481984	0.032853
45	0.900698	0.482342	0.03292
46	0.900572	0.482701	0.032988
47	0.900445	0.48306	0.033056
48	0.900319	0.483419	0.033124
49	0.900192	0.483777	0.033192
50	0.900066	0.484136	0.03326
51	0.899939	0.484496	0.033328
52	0.899812	0.484855	0.033397
53	0.899685	0.485214	0.033465
54	0.899558	0.485574	0.033534
55	0.899431	0.485933	0.033602
56	0.899304	0.486293	0.033671
57	0.899176	0.486652	0.03374
58	0.899049	0.487012	0.033809
59	0.898922	0.487372	0.033878
60	0.898794	0.487732	0.033947

Scanned with OKEN Scanner

α(grd)=26

min	cos α	tg α	inv α
0	0.898794	0.487733	0.033947
1	0.898666	0.488093	0.034016
2	0.898539	0.488453	0.034086
3	0.898411	0.488814	0.034155
4	0.898283	0.489174	0.034225
5	0.898155	0.489535	0.034294
6	0.898027	0.489895	0.034364
7	0.897899	0.490256	0.034434
8	0.897771	0.490617	0.034504
9	0.897643	0.490978	0.034574
10	0.897515	0.491339	0.034644
11	0.897387	0.4917	0.034714
12	0.897258	0.492061	0.034785
13	0.89713	0.492423	0.034855
14	0.897001	0.492784	0.034926
15	0.896873	0.493146	0.034997
16	0.896744	0.493508	0.035067
17	0.896615	0.493869	0.035138
18	0.896486	0.494231	0.035209
19	0.896357	0.494593	0.03528
20	0.896228	0.494955	0.035352
21	0.896099	0.495318	0.035423
22	0.89597	0.49568	0.035494
23	0.895841	0.496042	0.035566
24	0.895712	0.496405	0.035637
25	0.895582	0.496767	0.035709
26	0.895453	0.49713	0.035781
27	0.895323	0.497493	0.035853
28	0.895194	0.497856	0.035925
29	0.895064	0.498219	0.035997
30	0.894934	0.498582	0.036069
31	0.894804	0.498945	0.036142
32	0.894674	0.499309	0.036214
33	0.894544	0.499672	0.036287
34	0.894414	0.500036	0.03636
35	0.894284	0.500399	0.036432
36	0.894154	0.500763	0.036505
37	0.894024	0.501127	0.036578
38	0.893893	0.501491	0.036651
39	0.893763	0.501855	0.036725
40	0.893632	0.502219	0.036798
41	0.893502	0.502584	0.036871
42	0.893371	0.502948	0.036945
43	0.89324	0.503313	0.037018
44	0.89311	0.503677	0.037092
45	0.892979	0.504042	0.037166
46	0.892848	0.504407	0.03724
47	0.892717	0.504772	0.037314
48	0.892586	0.505137	0.037388
49	0.892454	0.505502	0.037462
50	0.892323	0.505867	0.037537
51	0.892192	0.506233	0.037611
52	0.89206	0.506598	0.037686
53	0.891929	0.506964	0.037761
54	0.891797	0.507329	0.037835
55	0.891666	0.507695	0.03791
56	0.891534	0.508061	0.037985
57	0.891402	0.508427	0.038061
58	0.89127	0.508793	0.038136
59	0.891138	0.50916	0.038211
60	0.891006	0.509526	0.038287

α(grd)=27

min	cos α	tg α	inv α
0	0.891006	0.509526	0.038287
1	0.890874	0.509892	0.038362
2	0.890742	0.510259	0.038438
3	0.89061	0.510625	0.038514
4	0.890478	0.510992	0.03859
5	0.890345	0.511359	0.038666
6	0.890213	0.511726	0.038742
7	0.89008	0.512093	0.038818
8	0.889948	0.51246	0.038894
9	0.889815	0.512828	0.038971
10	0.889682	0.513195	0.039047
11	0.889549	0.513563	0.039124
12	0.889416	0.51393	0.039201
13	0.889283	0.514298	0.039278
14	0.88915	0.514666	0.039355
15	0.889017	0.515034	0.039432
16	0.888884	0.515402	0.039509
17	0.888751	0.51577	0.039586
18	0.888617	0.516139	0.039664
19	0.888484	0.516507	0.039741
20	0.88835	0.516876	0.039819
21	0.888217	0.517244	0.039897
22	0.888083	0.517613	0.039974
23	0.887949	0.517982	0.040052
24	0.887815	0.518351	0.040131
25	0.887681	0.51872	0.040209
26	0.887547	0.519089	0.040287
27	0.887413	0.519459	0.040366
28	0.887279	0.519828	0.040444
29	0.887145	0.520198	0.040523
30	0.887011	0.520567	0.040602
31	0.886876	0.520937	0.04068
32	0.886742	0.521307	0.040759
33	0.886607	0.521677	0.040839
34	0.886473	0.522047	0.040918
35	0.886338	0.522417	0.040997
36	0.886204	0.522787	0.041077
37	0.886069	0.523158	0.041156
38	0.885934	0.523529	0.041236
39	0.885799	0.523899	0.041316
40	0.885664	0.52427	0.041395
41	0.885529	0.524641	0.041475
42	0.885394	0.525012	0.041556
43	0.885258	0.525383	0.041636
44	0.885123	0.525754	0.041716
45	0.884988	0.526126	0.041797
46	0.884852	0.526497	0.041877
47	0.884717	0.526869	0.041958
48	0.884581	0.52724	0.042039
49	0.884445	0.527612	0.04212
50	0.884309	0.527984	0.042201
51	0.884174	0.528356	0.042282
52	0.884038	0.528728	0.042363
53	0.883902	0.5291	0.042444
54	0.883766	0.529473	0.042526
55	0.883629	0.529845	0.042608
56	0.883493	0.530218	0.042689
57	0.883357	0.530591	0.042771
58	0.883221	0.530964	0.042853
59	0.883084	0.531336	0.042935
60	0.882948	0.53171	0.043017

Scanned with OKEN Scanner

α(grd)=28

min	cos α	tg α	inv α
0	0.882948	0.531709	0.043017
1	0.882811	0.532082	0.043099
2	0.882674	0.532456	0.043182
3	0.882538	0.532829	0.043264
4	0.882401	0.533203	0.043347
5	0.882264	0.533576	0.04343
6	0.882127	0.53395	0.043513
7	0.88199	0.534324	0.043596
8	0.881853	0.534698	0.043679
9	0.881716	0.535072	0.043762
10	0.881578	0.535446	0.043845
11	0.881441	0.535821	0.043929
12	0.881304	0.536195	0.044012
13	0.881166	0.53657	0.044096
14	0.881028	0.536944	0.04418
15	0.880891	0.537319	0.044264
16	0.880753	0.537694	0.044348
17	0.880615	0.538069	0.044432
18	0.880477	0.538444	0.044516
19	0.880339	0.53882	0.044601
20	0.880201	0.539195	0.044685
21	0.880063	0.53957	0.04477
22	0.879925	0.539946	0.044855
23	0.879787	0.540322	0.044939
24	0.879649	0.540698	0.045024
25	0.87951	0.541074	0.04511
26	0.879372	0.54145	0.045195
27	0.879233	0.541826	0.04528
28	0.879095	0.542202	0.045366
29	0.878956	0.542579	0.045451
30	0.878817	0.542955	0.045537
31	0.878678	0.543332	0.045623
32	0.878539	0.543709	0.045709
33	0.8784	0.544086	0.045795
34	0.878261	0.544463	0.045881
35	0.878122	0.54484	0.045967
36	0.877983	0.545217	0.046053
37	0.877844	0.545595	0.04614
38	0.877704	0.545972	0.046227
39	0.877565	0.54635	0.046313
40	0.877425	0.546728	0.0464
41	0.877286	0.547106	0.046487
42	0.877146	0.547484	0.046574
43	0.877007	0.547862	0.046662
44	0.876867	0.54824	0.046749
45	0.876727	0.548619	0.046837
46	0.876587	0.548997	0.046924
47	0.876447	0.549376	0.047012
48	0.876307	0.549754	0.0471
49	0.876167	0.550133	0.047188
50	0.876026	0.550512	0.047276
51	0.875886	0.550891	0.047364
52	0.875746	0.551271	0.047452
53	0.875605	0.55165	0.047541
54	0.875465	0.552029	0.047629
55	0.875324	0.552409	0.047718
56	0.875183	0.552789	0.047807
57	0.875043	0.553169	0.047896
58	0.874902	0.553549	0.047985
59	0.874761	0.553929	0.048074
60	0.87462	0.554309	0.048164

α(grd)=29

min	cos α	tg α	inv α
0	0.87462	0.554308	0.048163
1	0.874479	0.554689	0.048253
2	0.874338	0.555069	0.048342
3	0.874197	0.55545	0.048432
4	0.874055	0.55583	0.048522
5	0.873914	0.556211	0.048612
6	0.873772	0.556592	0.048702
7	0.873631	0.556973	0.048792
8	0.873489	0.557354	0.048882
9	0.873348	0.557736	0.048973
10	0.873206	0.558117	0.049063
11	0.873064	0.558499	0.049154
12	0.872922	0.55888	0.049245
13	0.87278	0.559262	0.049336
14	0.872638	0.559644	0.049427
15	0.872496	0.560026	0.049518
16	0.872354	0.560408	0.049609
17	0.872212	0.560791	0.049701
18	0.87207	0.561173	0.049792
19	0.871927	0.561556	0.049884
20	0.871785	0.561938	0.049976
21	0.871642	0.562321	0.050068
22	0.871499	0.562704	0.05016
23	0.871357	0.563087	0.050252
24	0.871214	0.56347	0.050344
25	0.871071	0.563854	0.050437
26	0.870928	0.564237	0.050529
27	0.870785	0.564621	0.050622
28	0.870642	0.565004	0.050715
29	0.870499	0.565388	0.050807
30	0.870356	0.565772	0.0509
31	0.870213	0.566156	0.050994
32	0.870069	0.56654	0.051087
33	0.869926	0.566925	0.05118
34	0.869782	0.567309	0.051274
35	0.869639	0.567694	0.051368
36	0.869495	0.568078	0.051461
37	0.869351	0.568463	0.051555
38	0.869208	0.568848	0.051649
39	0.869064	0.569233	0.051744
40	0.86892	0.569618	0.051838
41	0.868776	0.570004	0.051932
42	0.868632	0.570389	0.052027
43	0.868488	0.570775	0.052122
44	0.868343	0.571161	0.052217
45	0.868199	0.571546	0.052311
46	0.868055	0.571932	0.052407
47	0.86791	0.572319	0.052502
48	0.867766	0.572705	0.052597
49	0.867621	0.573091	0.052693
50	0.867476	0.573478	0.052788
51	0.867332	0.573864	0.052884
52	0.867187	0.574251	0.05298
53	0.867042	0.574638	0.053076
54	0.866897	0.575025	0.053172
55	0.866752	0.575412	0.053268
56	0.866607	0.575799	0.053365
57	0.866462	0.576187	0.053461
58	0.866316	0.576574	0.053558
59	0.866171	0.576962	0.053654
60	0.866026	0.57735	0.053751

Scanned with OKEN Scanner

ANEXA 1M

Materiale recomandate pentru roți melcate cilindrice și caracteristicile lor mecanice

Grupa de material	Denumirea materialului și standardul aferent	Marca	Modul de turnare	Caracteristici mecanice				Domeniul de viteze
				Rezistența de rupere la tracțiune σ_{rt}	Limita de curgere la tracțiune σ_{ct}	Duritatea BRINELL DB	Modulul de elasticitate longitudinal E	v_{al}
				N/mm²	N/mm²	daN/mm²	N/mm²	m/s
0	1	2	3	4	5	6	7	8
I	Aliaje cupru - staniu STAS 197/2-83	Cu Sn 10	N	≤ 220	100 ... 150	65	0,75× 10⁵	≤ 25
		Cu Sn 12	N	≤ 220	130 ... 160	80		
		Cu Sn 12	K	≤ 250	130 ... 160	90		
		Cu Sn 12 Ni	N	≤ 260	(≈ 160)	90		≤ 35
		Cu Sn 12 Ni	C	≤ 280	(≈ 170)	95		
	Aliaje cupru - plumb-staniu STAS 1512-88	Cu Pb 5 Sn 10	N	≤ 180	(≈ 80)	70		≤ 18
		Cu Pb 5 Sn 10	K	≤ 240	(≈100)	80		
		Cu Pb 10 Sn 10	N	≤ 170	(≈ 80)	65		
		Cu Pb 10 Sn 10	C	≤ 210	(≈ 100)	70		
II	Aliaje cupru - staniu - zinc - plumb	Cu Sn 6 Zn 4 Pb 4	N	≤ 180	80 ... 120	60	0,75× 10⁵	≤ 12
		Cu Sn 6 Zn 4 Pb 4	C	≤ 200	80 ... 120	70		
		Cu Sn 9 Zn 5	N	≤ 220	100 ... 150	65		
		Cu Sn 9 Zn 5	C	≤ 240	100 ... 150	75		
III	Aliaje cupru – aluminiu STAS 198/2-81	Cu Al 9 Fe 3 T	N	≤ 400	≈ 180)	90	0,95 × 10⁵	≤ 10
			K	≤ 450		100		
			C	≤ 450		100		
		Cu Al 10 Fe 3 T	N	≤ 440	(≈ 200)	90		
			K	≤ 490		100		
			C	≤ 490		100		

Scanned with OKEN Scanner

(continuare)

0	1	2	3	4	5	6	7	8
		Cu Al 9 Fe5 Ni 5T	N K C	≤ 540 ≤ 590 ≤ 640	(≈ 220)	110 120 120	$0,95x10^5$	≤10
		Cu Al 10 Mn T	N K C	≤ 440 ≤ 490 ≤ 490	(≈ 200)	90 100 100		
	Aliaje cupru - zinc (alame) STAS 199/2-86	Cu Zn 40 Pb Sn Cu Zn 40 Pb Sn	N K	(250) 280	(≈ 120) (≈ 130)	(≈ 70) 80	$0,95\times 10^5$	≤ 10
		CuZn38 Pb 2 Mn2 CuZn38 Pb 2 Mn2	N K	250 350	(≈ 120) (≈ 140)	70 80		
IV	Fonte cenușii STAS 568-82	Fc 150	N	110 ... 250	($\sigma_{rî}$ ≈ 300)	140 ... 190		≤ 2(3)
		Fc 200	N	160 ... 270	($\sigma_{rî}$ ≈ 350)	170 ... 200		
	Fonte rezistente la uzare STAS 6707-79	Fc A2	N	(≈ 200)	($\sigma_{rî}$ ≈ 320)	180 ... 220	$0,85\times 10^5$	≤ 3(5)
		Fc A3	N	(≈ 160)	($\sigma_{rî}$ ≈ 300)	160 ... 190		

OBSERVAȚII:

1. Simbolurile modurilor de turnare au următoarele semnificații:
   K – turnare în formă metalică (cochilă); C – turnare centrifugală; N – turnare în amestec de formare..
2. Valorile $\sigma_{rî}$, $\sigma_{cî}$ și $\sigma_{rî}$ indicate între paranteze sunt informative.

Scanned with OKEN Scanner

ANEXA 2M

Tabelul 1

Tensiuni de contact admisibile de bază la oboseală σ_{HPb} şi tensiuni de încovoiere admisibile de bază la oboseală σ_{FPb} pentru calculul de rezistenţă la oboseală al danturilor roţilor melcate cilindrice confecţionate din diferite materiale

Materialul roţii melcate (marca STAS)	STAS	Modul de turnare	Tensiunea admisibilă, în N/mm² când flancurile dinţilor melcului sunt					
			durificate			nedurificate		
			$D_{RC} \geq 45$ HRC			$D_{RC} < 45$ HRC		
			σ_{HPb}	$(\sigma_{FPb})_{II}$	$(\sigma_{FPb})_{III}$	σ_{HPb}	$(\sigma_{FPb})_{II}$	$(\sigma_{FPb})_{III}$
Cu Sn 10	197/2-83	N	142	60	40	114	48	32
Cu Sn 12	197/2-83	N	142	60	40	114	88	32
		K	163	70	46	130	55	36
Cu Sn 12 Ni	197/2-83	N	170	72	48	135	58	38
		C	182	78	52	146	62	40
Cu Pb 5 Sn 10	1512-88	N	118	50	32	94	40	26
		K	156	66	44	125	52	35
Cu Pb 10 Sn 10	1512-88	N	110	46	30	88	38	25
		C	136	58	38	110	46	30
Cu Sn 6 Zn 4 Pb 4	197/2-83	N	94	50	32	75	40	26
		C	104	55	36	84	44	30
Cu Sn 9 Zn 5	197/2-83	N	115	60	40	92	48	32
		C	125	66	44	100	52	35
Cu Al 9 Fe 3 T	198/2-81	N	(234)	110	74	(186)	88	60
		K	(260)	125	82	(210)	100	66
		C	(260)	125	82	(210)	100	66
Cu Al 10 Fe 3 T	198/2-81	N	(255)	122	80	(205)	96	65
		K	(288)	135	90	(230)	108	72
		C	(288)	135	90	(230)	108	72
Cu Al 9 Fe 5 Ni 5 T	198/2-81	N	(316)	150	100	(250)	120	80
		K	(346)	162	108	(275)	130	86
		C	(372)	176	118	(295)	140	95

Scanned with OKEN Scanner

(continuare)

Materialul roții melcate (marca STAS)	STAS	Modul de turnare	Tensiunea admisibilă, în N/mm² când flancurile dinților melcului sunt					
			durificate			nedurificate		
			$D_{RC} \geq 45$ HRC			$D_{RC} < 45$ HRC		
			σ_{HPb}	$(\sigma_{FPb})_{II}$	$(\sigma_{FPb})_{III}$	σ_{HPb}	$(\sigma_{FPb})_{II}$	$(\sigma_{FPb})_{III}$
Cu Al 10 Mn T	198/2-81	N	(255)	120	80	(205)	96	65
		K	(288)	135	90	(230)	108	72
		C	(288)	135	90	(230)	108	72
Cu Zn 40 Pb Sn	199/2-86	N	(160)	68	46	(130)	55	36
		K	(182)	78	52	(146)	62	40
Cu Zn 38 Pb 2 Mn 2	199/2-86	N	(160)	68	46	(130)	55	36
		K	(228)	96	65	(182)	78	52
Fc 150	568-82	N	–	46	30	–	36	25
Fc 200	568-82	N	–	60	40	–	48	32
Fc A2	6707-79	N	–	60	40	–	48	32
Fc A3	6707-79	N	–	48	32	–	40	26

OBSERVAȚII:

1. Tensiunile de contact admisibile la oboseală la durabilitate limitată σ_{HPN} se determină cu relația $\sigma_{HPN} = \sigma_{HPb} \cdot Z_N$. Similar: $\sigma_{HP} = \sigma_{HPb} \cdot Y_N$.
2. Tensiunea de contact admisibilă la oboseală σ_{HP} sau σ_{HPb} trebuie comparată cu tensiunea de contact admisibilă la gripare σ_{HPG} (v. ANEXA 3M) pentru a se stabili criteriul de calcul care se impune. Pentru bronzurile fără staniu (aliajele cupru – aluminiu) și pentru alame (aliaje cupru – zinc), care constituie grupa III de materiale (v. ANEXA 1M), de regulă, valorile σ_{HPb} (date între paranteze) sunt mai mari decât tensiunile de contact admisibile la gripare. De aceea, pentru aceste materiale, cât și pentru fonte (grupa IV), calculul la solicitările de contact se face pe baza valorii σ_{HPG}.
3. Simbolurile modurilor de turnare au următoarele semnificații:

K – turnare în formă metalică; C – turnare centrifugală; N – turnare în amestec de formare.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 2

Relații empirice pentru evaluarea rezistențelor la oboseală de bază la solicitări de contact $\sigma_{Hlim\,b}$ ale flancurilor dinților roților melcate cilindrice realizate din bronzuri cu staniu (aliaje cupru – staniu)

Grupa de material	Materialul roții melcate	La angrenaje având melcul din oțel cu flancurile dinților durificate ($D_{RC} \geq 45$ HRC)	La angrenaje având melcul din oțel cu flancurile dinților nedurificate ($D_{RC} < 45$ HRC)
I	Aliaje cupru – staniu Aliaje cupru – plumb – staniu Bronzuri cu stibiu și nichel	$\sigma_{Hlim\,b} = (0{,}75 \ldots 0{,}90)\,\sigma_{rt}$	$\sigma_{Hlim\,b} = (0{,}60 \ldots 0{,}72)\,\sigma_{rt}$
II	Aliaje cupru – staniu – plumb – zinc	$\sigma_{Hlim\,b} \approx 0{,}6\,\sigma_{rt}$	$\sigma_{Hlim\,b} \approx 0{,}48\,\sigma_{rt}$

Observație:

σ_{rt} – rezistența de rupere la solicitări statice de tracțiune

Scanned with OKEN Scanner

ANEXA 3M

Tabelul 1

Relaţii empirice pentru evaluarea tensiunilor de contact admisibile la gripare.
σ_{HPG} ale flancurilor dinţilor roţilor melcate cilindrice din bronzuri sau alame, în N/mm^2.

Tipul melcului	Vâscozitatea uleiului de ungere ν cm^2/s (c St)	La angrenaje având melcul din oţel cu flancurile durificate şi rectificate ($D_{RC} \geq 45$ HRC)		La angrenaje având melcul din oţel cu flancurile dinţilor nedurificate ($D_{RC} < 45$ HRC)	
		Funcţionând cu viteze de alunecare		Funcţionând cu viteze de alunecare	
		$v_{al} \leq 5$ m/s	$5 < v_{al} \leq 10$ m/s	$v_{al} \leq 5$ m/s	$5 < v_{al} \leq 10$ m/s
ZE	≥ 50	$\sigma_{HPG} = \frac{270}{\sqrt[8]{v_{al}}}$	$\sigma_{HPG} = \frac{500}{\sqrt{v_{al}}}$	$\sigma_{HPG} = \frac{216}{\sqrt[8]{v_{al}}}$	$\sigma_{HPG} = \frac{400}{\sqrt{v_{al}}}$
	< 50	$\sigma_{HPG} = \frac{230}{\sqrt[8]{v_{al}}}$	$\sigma_{HPG} = \frac{425}{\sqrt{v_{al}}}$	$\sigma_{HPG} = \frac{184}{\sqrt[8]{v_{al}}}$	$\sigma_{HPG} = \frac{340}{\sqrt{v_{al}}}$
ZN 1 ZN 2 ZA ZK 1 ZK 2	≥ 50	$\sigma_{HPG} = 258 - 16\, v_{al}$	$\sigma_{HPG} = 258 - 16\, v_{al}$	$\sigma_{HPG} = 208 - 13\, v_{al}$	$\sigma_{HPG} = 208 - 13 v_{al}$
	< 50	$\sigma_{HPG} = 220 - 14\, v_{al}$	$\sigma_{HPG} = 220 - 14\, v_{al}$	$\sigma_{HPG} = 176 - 11\, v_{al}$	$\sigma_{HPG} = 176 - 11\, v_{al}$

Observaţii:

1. Vâscozitatea uleiului de ungere, se referă la temperatura de regim.
2. Relaţiile tensiunilor admisibile sunt valabile pentru condiţii bune de răcire. Când melcul nu este cufundat în baia de ulei, valorile rezultate cu formulele din tabel trebuie micşorate cu cca. 15%.
3. În cazul bronzurilor sau al alamelor cu $\sigma_{rt} > 350$ N/mm^2, valorile rezultate cu formulele din tabel trebuie micşorate cu 10% dacă se realizează în prealabil o rodare îngrijită a angrenajului melcat, şi cu 20% dacă nu se face acest rodaj.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 2

Relaţii empirice pentru evaluarea tensiunilor de contact admisibile la gripare. σ_{HPG} ale flancurilor dinţilor roţilor melcate cilindrice confecţionate din fonte

Materialul		La angrenaje melcate cilindrice funcţionând cu viteze de alunecare v_{al} în m/s			
melcului	roţii melcate	$v_{al} \le 0{,}5$ m/s	$0{,}5\ v_{al} < v_{al} \le 1$ m/s	$1 < v_{al} \le 2$ m/s	$2 \le v_{al} \le 5$ m/s
Oţel durificat ($D_{RC} \ge 45$ HRC)	Fonte cenuşii	$\sigma_{HPG} = 187 - 114\ v_{al}$	$\sigma_{HPG} = 144 - 28\ v_{al}$		–
Oţel nedurificat ($D_{RC} < 45$ HRC)		$\sigma_{HPG} = 173 - 116\ v_{al}$	$\sigma_{HPG} = 129 - 28\ v_{al}$		–
Oţel durificat ($D_{RC} \ge 45$ HRC)	Fonte rezistente la uzură	$\sigma_{HPG} = 240 - 150\ v_{al}$	$\sigma_{HPG} = 180 - 35\ v_{al}$		–
Oţel nedurificat ($D_{RC} < 45$ HRC)		$\sigma_{HPG} = 220 - 150\ v_{al}$	$\sigma_{HPG} = 160 - 85\ v_{al}$		–
Fonte cenuşii	Fonte cenuşii	$\sigma_{HPG} = 210 - 40\ v_{al}$		$\sigma_{HPG} = 195 - 25\ v_{al}$	$\sigma_{HPG} = 235 - 45\ v_{al}$
Fonte rezistente la uzură	Fonte rezistente la uzură	$\sigma_{HPG} = 270 - 52\ v_{al}$		$\sigma_{HPG} = 250 - 35\ v_{al}$	$\sigma_{HPG} = 300 - 60\ v_{al}$

Observaţii:

1. Valorile tensiunilor admisibile rezultate cu formule din tabel sunt valabile numai pentru angrenaje melcate cilindrice la care este foarte precis asigurată calitatea de suprafeţe conjugate ale flancurilor dinţilor şi la care se realizează ungere corespunzătoare. În caz contrar valorile σ_{HPG} trebuie micşorate de 2 ori şi chiar mai mult.
2. La funcţionări intermitente ale angrenajului pe intervale de timp scurte ($t_{lucru} \le 5$ min şi $t_{lucru}/t_{cicluri} \le 0{,}3$) valorile σ_{HPG} pot fi mărite de 1,5 ori.
3. În general nu se recomandă folosirea melcilor din oţel cu danturi nedurificate (flancuri moi) în angrenare cu roţi melcate din fonte fiindcă nu se comportă bine în raport cu pericolul gripării.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 3

Tensiuni de contact admisibile la gripare σ_{HPG} pentru calculul roților melcate cilindrice la condiția de evitare a pericolului gripării

Materialul melcului	Materialul roții melcate	Tipul melcului	Vâscozitatea uleiului de ungere cSt (cm^2/s)	La angrenaje melcate cilindrice funcționând cu viteze de alunecare v_{al}, în m/s								
				0,25	0,5	1	2	3	4	5	7	10
				Tensiunea de contact admisibilă la gripare σ_{HPG} în MPa ($\equiv N/mm^2$)								
Oțel durificat ($D_{RC} \geq 45$ HRC)	Aliaj cupru - zinc - plumb STAS 197/2- 83	ZE	≥ 50	320	290	270	245	230	225	220	183	155
			< 50	270	250	230	210	200	190	185	160	130
	Aliaj cupru - aluminiu STAS 192/2 - 81	ZN 1 ZN 2	≥ 50	250	245	240	225	210	190	175	145	95
		ZA ZK 1 ZK 2	< 50	215	210	205	190	175	160	150	120	80
Oțel nedurificat ($D_{RC} < 45$ HRC)	Aliaj cupru - zinc STAS 199/2 - 86	ZE	≥ 50	255	230	215	195	185	180	175	150	125
			< 50	215	200	180	165	155	150	145	125	105
		ZN 1 ZN 2	≥ 50	205	200	195	182	168	155	140	115	75
		ZA ZK 1 ZK 2	< 50	173	170	165	154	142	132	120	100	66
Oțel durificat ($D_{RC} \geq 45$ HRC)	Fc 150 Fc 200 STAS 568 - 82	-	-	158	130	115	88	-	-	-	-	-
Oțel nedurificat ($D_{RC} < 45$ HRC)				144	115	100	72	-	-	-	-	-
Oțel durificat ($D_{RC} \geq 45$ HRC)	Fc A 2 Fc A 3 STAS 6707 - 79	-	-	200	165	145	110	-	-	-	-	-
Oțel nedurificat ($D_{RC} < 45$ HRC)				180	145	125	90	-	-	-	-	-

Scanned with OKEN Scanner

(continuare)

Materialul		Tipul melcului	Vâscozitatea uleiului de ungere cSt (cm^2/s)	La angrenaje melcate cilindrice funcționând cu viteze de alunecare v_{al} în m/s								
melcului	roții melcate			0,25	0,5	1	2	3	4	5	7	10
				tensiunea de contact admisibilă la gripare σ_{HPG} în MPa ($\equiv N/mm^2$)								
Fc 150 Fc 200	Fc 150 Fc 200	-	-	200	190	170	145	100	-	-	-	-
Fc A 2 Fc A 3	Fc A 2 Fc A 3	-	-	255	240	215	180	120	-	-	-	-

Observații:

1. Valorile tensiunilor admisibile din tabel sunt valabile numai pentru angrenaje melcate cilindrice la care este foarte precis asigurată calitatea de suprafețe conjugate ale flancurilor dinților și la care se realizează ungere corespunzătoare. În caz contrar valorile din tabel trebuie micșorate cu cca. 15% la bronzuri și alame respectiv de 2 ori și chiar mai mult la fonte.
2. În cazul bronzurilor și alamelor (aliaje cupru – zinc) cu $\sigma_{rt} > 350$ MPa, valorile tabelare trebuie micșorate cu 10% dacă se realizează în prealabil o rodare a angrenajului, și cu 20% dacă nu se face rodajul.
3. La funcționări intermitente ale angrenajului, pe intervale de timp scurte ($t_{lucru} \leq 5$ min și $t_{lucru}/t_{ciclu} \leq 0,3$) valorile tensiunilor admisibile din tabel se pot mări cu 10 ... 15% în cazul roților melcate din bronz sau alamă și cu 25 ... 50% în cazul celor din fontă

Scanned with OKEN Scanner

Curbele de oboseală şi caracteristicile mecanice la solicitările de contact şi de încovoiere ale materialelor danturilor roţilor melcate (Gr. mat. cf. ANEXEI 1M)

Parametrii definitorii ai curbelor de oboseală

Pentru materialele folosite la confecţionarea coroanelor dinţate ale roţilor melcate (bronzuri, alame, fonte) formele curbelor de oboseală la solicitările de contact (indice: H) ale flancurilor dinţilor respectiv la solicitările de încovoiere (indice: F) ale dinţilor sunt reprezentate – în coordonate logaritmice – în figurile 1 respectiv 2.

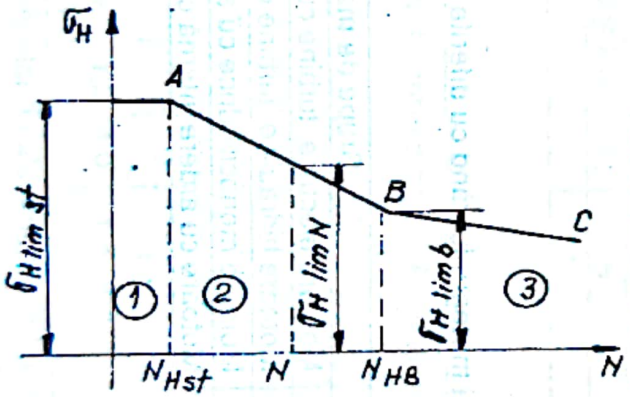


Fig. 1

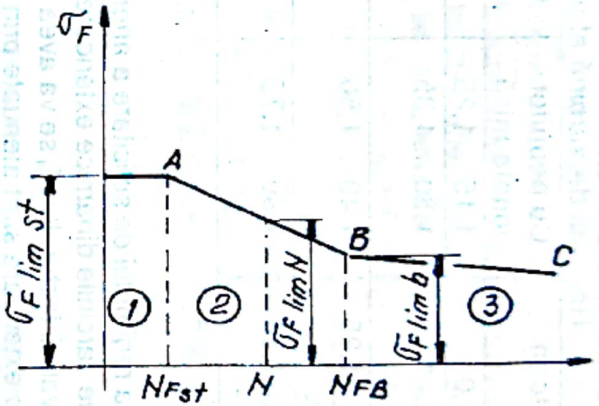


Fig. 2

Gr. mat.	N_{Fst} N_{Hst}	N_{HB}	N_{FB}	m_H (AB)	m_H (BC)	m_F (AB)	m_F (BC)	$\sigma_{0limb}/\sigma_{rt}$	$\sigma_{-1limb}/\sigma_{rt}$	σ_{HPst}	σ_{FPst}
I + II	10^4	10^7	10^7	8	10	9	20	0,45 ... 0,35	0,4 ÷ 0,3	$4\sigma_{ct}$	$0,8\sigma_{ct}$
III	10^4	10^7	10^7	8	10	9	20	0,45 .. 0,35	0,4 ÷ 0,3	$2\sigma_{ct}$	$0,8\sigma_{ct}$
IV	10^4	$5 \cdot 10^7$	$3 \cdot 10^6$	8	12	9	10	0,7 ..0,48	0,4 ÷ 0,5	$1,5\sigma_{HPG}$	$0,6\sigma_{ct}$

Scanned with OKEN Scanner

ANEXA 5M

Tabelul 1

Valori orientative pentru factorul de serviciu K_A
(factorul de influenţă a sarcinilor dinamice exterioare)

Regimul de sarcină al maşinii motoare	Regimul de sarcină al maşinii antrenate			
	Uniform	Cu neuniformitate mică	Cu neuniformitate medie	Cu neuniformitate mare
Uniform	1,0	1,15 ... 1,25	1,30 ... 1,50	1,60 ... 1,75
Cu neuniformitate mică	1,05 ... 1,10	1,30 ... 1,35	1,55 ... 1,60	1,80 ... 1,85
Cu neuniformitate medie	1,15 ... 1,25	1,40 ... 1,50	1,65 ... 1,75	1,90 ... 2,00
Cu neuniformitate mare	1,30 ... 1.50	1,60 ... 1,75	1,80 ... 2,00	2,10 ... 2,50

Observaţii:

1. Dacă în analiza regimului de solicitare a angrenajului (în ciclograme) se iau în consideraţie sarcinile dinamice exterioare, atunci $K_A = 1,0$.
2. La adoptarea valorii factorului K_A se va avea în vedere şi faptul dacă efectele dinamice exterioare sunt atenuate prin alte elemente (cuplaje elastice, elemente de amortizare etc.).

Tabelul 2

Exemple de maşini motoare lucrând cu diferite regimuri de sarcină

Regimul de sarcină	Grupe de maşini motoare
Uniform	Motoare electrice, turbine cu abur, turbine cu gaz
Cu neuniformitate mică	Motoare hidraulice, turbine cu abur, turbine cu gaz
Cu neuniformitate medie	Motoare monocilindrice cu ardere internă
Cu neuniformitate mare	Motoare cu ardere internă cu mai mulţi cilindri

Scanned with OKEN Scanner

ANEXA 5M

Exemple de mașini de lucru (mașini antrenate) cu diferite regimuri de sarcină

Tabelul 3

Regimul de sarcină	Grupe de mașini de lucru
Uniform	Generatoare electrice, transportoare cu bandă, transportoare cu elice, elevatoare de tip ușor, mecanisme de avans la mașini unelte, ventilatoare, compresoare rotative, amestecătoare și malaxoare pentru substanțe cu consistență uniformă
Cu neuniformitate mică	Generatoare electrice, pompe cu roți dințate, pompe rotative
Cu neuniformitate medie	Mecansimul de antrenare a mașinilor unelte, elevatoare de tip greu, mecanismele de rotire a macaralelor, ventilatoare de mină, amestecătoare și malaxoare pentru substanțe cu densitate neuniformă, pompă cu mai mulți cilindri, pompe dozatoare
Cu neuniformitate mare	Ștanțe pentru table, foarfeci, amestecătoare pentru cauciuc, laminoare, utilaje metalurgice, excavator cu o singură cupă, centrifuge de tip greu, pompe dozatoare de tip greu, instalații de foraj, prese de brichetat, ciocane mecanice

ANEXA 6M

Valori recomandate pentru factorul de influență a treptei de precizie a angrenajului K_T

Treapta de precizie după STAS 6461 - 81	6	7	8	9
Factorul K_T	1,0	1,05	1,10	1,15

ANEXA 7M

Valori orientative pentru factorul dinamic K_V la angrenaje melcate cilindrice

Treapta de precizie conform STAS 6461 - 81	La viteza de alunecare v_{al} în m/s, între spirele melcului și dinții roții melcate					
	≤ 1,5	1,5...3	3...7,5	7,5...12	12...18	18...25
	Factorul dinamic K_V					
6	-	-	1	1,1	1,3	1,4
7	1	1	1,1	1,2	-	-
8	1,1...1,2	1,2...1,3	1,3...1,4	-	-	-
9	1,2...1,3	-	-	-	-	-

OBSERVAȚII: În domeniul vitezelor de alunecare pentru care nu sunt indicate valori K_V - nu se recomandă folosirea angrenajelor melcate în treptele de precizie respective.

Scanned with OKEN Scanner

ANEXA 8M

Factorul repartiției sarcinii pe lățimea danturii roții melcate pentru solicitările de încovoiere $K_{F\beta}$ respectiv de contact $K_{H\beta}$

$$K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta}\right)^3 \cdot \left(1 - \frac{T_{in\,2}}{T_{n\,2}}\right)$$

unde: θ – coeficientul de deformație a melcului conform tabelului.

Numărul de dinți ai melcului z_1	Pentru melci cu coeficientul diametral q =								
	7,5	8	9	10	11,2	12,5	13	14	16
	Coeficientul de deformație =								
1	63	72	89	108	127	157	163	179	194
2	50	57	71	86	102	125	134	149	163
3	46	51	61	76	89	109	118	131	144
4	42	47	58	70	82	100	108	120	131

OBSERVAȚII:

1. Valorile coeficientului de deformație a arborelui melcului din tabel sunt stabilite în ipoteza că lagărele de rezemare radială ale acestui arbore se află aproximativ la distanța $l \approx 0{,}9\, d_2$. Pentru valori mult diferite ale distanței între reazemele arborelui melc se va considera $\theta \approx \theta_{tabelar}\ (0{,}9 d_2/l)$.
2. În cazul unor melci asamblați cu arborele, valoarea tabelară $\theta_{tabelar}$ trebuie înmulțită cu raportul d_{arb}/d_{f1}, deci $\theta \approx \theta_{tabelar} \cdot d_{arb}/d_{f1}$. ($d_{arb}$ = diametrul de asamblare arbore - melc; d_{f1} - diametrul de picior al melcului).

ANEXA 9M

Factorii de influență Y_F, Y_N, Y_R, Y_X, Z_N, Z_L, Z_R, Z_V, Z_X, în calculul solicitărilor dinților roții melcate

Poz.	Denumirea factorului	Simbol	Relația de calcul sau/ și recomandări, mențiuni
0	1	2	3
1.	Factorul de formă a dinților roții melcate (factor de influență asupra solicitărilor de încovoiere)	Y_F	Se stabilește în funcție de numărul echivalent de dinți al roții melcate z_{n2} și coeficientul deplasărilor de profil x pe baza diagramelor din ANEXA la acest tabel. Se poate evalua și pe baza relației: $Y_F = 16k\, z_{n2}^{-0.14}\, (x+10)^{-0.72}$, în care: $k = 1$ dacă $x \geq -0{,}5$; $k = 1$ dacă $x < -0{,}5$ și $z_{n2} \geq 100$; $k = 1 - 0{,}002\,(100 - z_{n2})\,(2x + 1)$ dacă $x \leq -0{,}5$ și $z_{n2} < 100$.

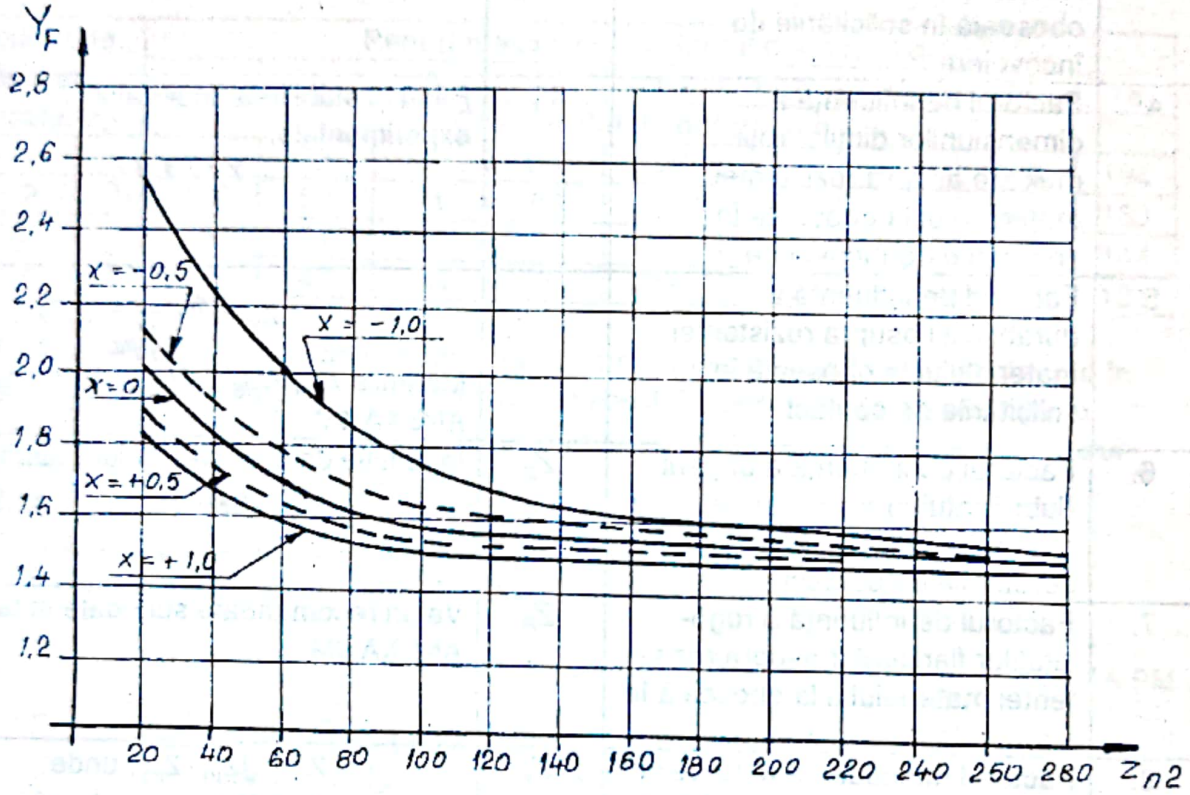
Scanned with OKEN Scanner

0	1	2	3
2.	Factorul de influenţă a durabilităţii asupra rezistenţei materialului în solicitările de încovoiere de oboseală	Y_N	$Y_N = m_F\sqrt{\frac{N_{FB}}{N_{FE}}}$ Mărimile m_F, N_{NB} şi N_{FE} sunt definite în ANEXA 4M
3.	Factorul de influenţă a rugozităţilor zonelor de racordare la baza dinţilor asupra rezistenţei materialului la oboseală în solicitările de încovoiere	Y_R	Valorile recomandate sunt date în tabelul 1 ANEXA 9 M.
4.	Factorul de influenţă a dimensiunilor dinţilor roţii melcate asupra rezistenţei materialului la oboseală în solicitările de încovoiere	Y_X	Până la stabilirea unor valori experimentale: $Y_X = 1,0$
5.	Factorul de influenţă a durabilităţii asupra rezistenţei materialului la oboseală în solicitările de contact	Z_N	$Z_N = m_H\sqrt{\frac{N_{HB}}{N_{HE}}}$ Mărimile m_H, N_{HB} şi N_{HE} sunt definite în ANEXA 4M
6.	Factorul de influenţă a ungerii (lubrifiantului) asupra rezistenţei materialului la oboseală în solicitările de contact	Z_L	În funcţie de calitatea uleiului lubrifiant: $Z_L = 1,0...1,1\ (1,15)$
7.	Factorul de influenţă a rugozităţilor flancurilor asupra rezistenţei materialului la oboseală în solicitările de contact	Z_R	Valori recomandate sunt date în tab.1 ANEXA 9M
8.	Factorul de influenţă a vitezelor asupra rezistenţei materialului la oboseală în solicitările de contact	Z_V	$Z_V = \sqrt{Z_{V1} \cdot Z_{V2}}$, unde: $Z_{V1} = \frac{1+0,75v_{al}}{1+v_{al}}$; $Z_{V2} = \frac{1+0,35v_2}{1+v_2}$; v_{al} şi v_2 în m/s.
9.	Factorul de influenţă a dimensiunilor roţii melcate asupra rezistenţei materialului la oboseală în solicitările de contact	Z_X	Până la stabilirea de date experimentale: $Z_X = 1,0$
10.	Factorul de influenţă global asupra tensiunilor admisibile de încovoiere	Y_σ	$Y_\sigma = Y_N \cdot Y_R \cdot Y_X$
11.	Factorul de influenţă global asupra tensiunilor admisibile de contact	Z_σ	$Z_\sigma = Z_N \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_X$

Scanned with OKEN Scanner

Factorul de formă al dinţilor roţii melcate Y_F

$$Y_F = f\left(z_{n2}, x\right) = f\left(\frac{z_2}{\cos^3 \gamma_W}, x\right)$$



Valori recomandate pentru factorul de influenţă a rugozităţilor flancurilor dinţilor roţii melcate asupra solicitărilor de încovoiere Y_R, respectiv de contact Z_R

Tabelul 1

Rugozitatea flancurilor dinţilor roţii melcate		Factorul	
R_a	R_z		
µm		Y_R	Z_R
0,63...1,25	3,2...6,3	1,1*	1,00
1,06...2,5	8...10	1,0	0,98
4...10	20...40	0,98	0,95

OBSERVAŢIE: Valoarea indicată cu semnul * este valabilă numai dacă se realizează netezirea zonelor de racordare a flancurilor dinţilor la picior.

Scanned with OKEN Scanner

ANEXA 10M

Valori pentru modulii de elasticitate longitudinali ai materialului melcului E_1, respectiv roții melcate E_2 și valori pentru factorul de influență a materialelor roților asupra solicitărilor de contact Z_E

Melc		Roată melcată			
Material	E_1	Material	Modul de turnare	E_2	Z_E
	MPa			MPa	$\sqrt{MPa}$
Oțel laminat	$(2,06...2,1) \times 10^5$	Aliaje cupru - staniu	N	$0,74 \times 10^5$	≈138
			K,C	$(0,98...1,01) \times 10^5$	147...154
		Aliaje cupru - staniu - zinc - plumb	-	$(0,88...0,93) \times 10^5$	146...150
		Aliaj cupru - aluminiu	N		
			K	$(0,88...1,14) \times 10^5$	146...160
			C	$(1,13...1,27) \times 10^5$	150...166
		Alame	K	$(0,88...0,98) \times 10^5$	146...153
		Fontă cenușie	-	$(0,74...1,00) \times 10^5$	138...154
		Fontă nodulară	-	$(1,70...1,73) \times 10^5$	180...182
Fontă cenușie	$(0,74...1,0) \times 10^5$	Fontă cenușie	-	$(0,74...1,0) \times 10^5$	114...132
Fontă nodulară	$(1,70...1,73) \times 10^5$	Fontă nodulară	-	$(1,70...1,73) \times 10^5$	172...174

OBSERVAȚII:

1. Coeficientul lui Poisson are valoarea:
   $\upsilon = 0,3$ pentru oțeluri și fonte;
   $\upsilon = 0,33...0,34$ pentru aliaje de cupru.

2. Semnificația simbolurilor referitoare la modul de turnare:
   N - turnat în pământ de turnătorie;
   K - turnat în cochilă;
   C - turnat centrifugal.

Scanned with OKEN Scanner

Valori ale factorilor de influenţă Z_H şi Z_ε determinate în condiţiile menţionate la observaţii

q	În angrenaje melcate cilindrice având melcul cu z_1 =							
	1	2	3	4	1	2	3	4
	Z_H				Z_ε			
7	2,482	2,446	2,392	2,324	0,930	0,917	0,958	0,932
8	2,485	2,457	2,414	2,359	0,932	0,921	0,967	0,945
9	2,487	2,465	2,430	2,385	0,932	0,924	0,974	0,956
10	2,488	2,470	2,441	2,404	0,933	0,926	0,978	0,963
11	2,489	2,474	2,450	2,418	0,933	0,928	0,982	0,969
12	2,490	2,478	2,457	2,430	0,934	0,929	0,985	0,974
13	2,491	2,480	2,462	2,439	0,934	0,930	0,987	0,977
14	2,491	2,482	2,467	2,446	0,934	0,930	0,989	0,980
16	2,492	2,485	2,473	2,457	0,934	0,932	0,991	0,985
18	2,493	2,487	2,478	2,465	0,934	0,932	0,993	0,988

OBSERVAŢII :1. Valorile factorului Z_H sunt calculate cu relaţia:

$$Z_H = \sqrt{\frac{4\cos\gamma_W}{\sin 2\alpha_{nW}}}$$ în următoarele ipoteze:

$$\gamma_W \equiv \gamma = arctg\left(\frac{z_1}{q}\right);$$ (angrenaj ZERO)

$$\alpha_{nW} = 20^\circ$$

În calcule preliminare de dimensionare valorile Z_H se pot folosi şi în cazul angrenajelor DEPLASATE dacă α_{nW} nu diferă mult de 20°.

2. Valorile factorului Z_ε sunt calculate cu relaţia:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{180\cdot\cos\gamma}{\pi\xi\chi^0\varepsilon_\alpha}}$$ în următoarele ipoteze:

$\xi = 0,75$ şi $\varepsilon_a = 1,82$

$\chi^\circ = 48^\circ$ pentru $z_1 \le 2$ (cu $\psi_{da1} = 0,75$) şi

$\chi^\circ = 42^\circ$ pentru $z_1 > 3$ (cu $\psi_{da1} = 0,67$).

Scanned with OKEN Scanner

ANEXA 12M

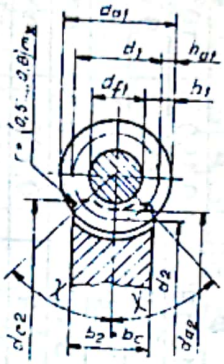
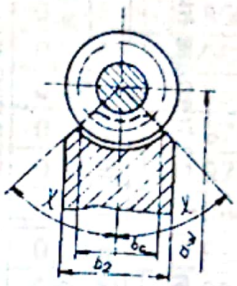
Valorile coeficientului de frecare şi ale unghiului de frecare echivalent φ la angrenaje melcate cilindrice

Viteze de alunecare v_{al} m/s	Materialul coroanei roţii melcate									
	Bronz fosforos				Alte bronzuri sau alamă		Fontă cenuşie			
	Duritatea flancurilor dinţilor melcului, în HRC									
	< 45		≥ 45		≥ 45		< 45		≥ 45	
	μ	φ	μ	φ	μ	φ	μ	φ	μ	φ
0,01	0,120	6°51'	0,110	6°17'	0,180	10°12'	0,190	10°45'	0,180	10°12'
0,05	0,100	5°43'	0,090	6°09'	0,140	7°58'	0,160	9°05'	0,140	7°58'
0,10	0,090	5°09'	0,080	4°34'	0,130	7°24'	0,140	7°58'	0,130	7°24'
0,25	0,075	4°17'	0,065	3°43'	0,100	5°43'	0,120	6°51'	0,100	5°43'
0,50	0,065	3°43'	0,055	3°09'	0,090	5°09'	0,100	5°43'	0,090	5°09'
1,00	0,055	3°09'	0,045	2°35'	0,070	4°00'	0,090	5°09'	0,070	4°00'
1,5	0,050	2°52'	0,040	2°17'	0,065	3°43'	0,080	4°34'	0,065	3°43'
2,0	0,045	2°35'	0,035	2°00'	0,055	3°09'	0,070	4°00'	0,055	3°09'
2,5	0,040	2°17'	0,030	1°43'	0,050	2°52'				
3,0	0,035	2°00'	0,028	1°36'	0,045	2°35'				
4,0	0,031	1°47'	0,024	1°22'	0,040	2°17'				
5	0,029	1°40'	0,022	1°16'	0,035	2°00'				
8	0,026	1°29'	0,018	1°02'	0,030	1°43'				
10	0,024	1°22'	0,016	0°55'						
15	0,020	1°09'	0,014	0°48'						
24			0,013	0°45'						

Scanned with OKEN Scanner

ANEXA 13M

Relații recomandate privind dimensiunile constructive ale coroanei roții melcate

Numărul de dinți ai melcului	Diametrul exterior (de strunjire) al coroanei roții melcate	Lățimea de calcul a coroanei roții melcate	Forme constructive ale coroanei roții melcate	
z_1	d_{e2}	b_c	Varianta A	Varianta B
1	$d_{e2} \approx d_{a2} + 2m_x$	$b_c \le \Psi_{da1} d_{a1}$ se recomandă: $\Psi_{da1} \le 0,75$ $(b_c \le \psi_{d1} d_1)$; $\psi_{d1} = \psi_{da1}\left(1 + \frac{2h_a^*}{q}\right)$		
2	$d_{e2} \approx d_{a2} + 1,5m_x$			
3	$d_{e2} \approx d_{a2} + m_x 1,5$	$b_c \le \psi_{da1} d_{a1}$ Se recomandă: $\psi_{da1} \le 0,67$ $b_c \le \psi_{d1} d_1$; $\psi_{d1} = \psi_{da1}\left(1 + \frac{2h_a^*}{q}\right)$		
4	$d_{e2} \approx d_{a2} + m_x$			

ANEXA 14M

Lungimile minime recomandate ale melcilor cilindrici în mm

Coeficientul de deplasare a profilului	La melci cilindrici cu număr de dinți z_1 =	
	1 și 2	3 și 4
x	Se recomandă melci de lungime minimă L_{min} =	
0	$(11 + 0,06\ z_2)m_x$	$(12,5 + 0,09\ z_2)m_x$
+ 0,5	$(11 + 0,1\ z_2)m_x$	$(12,5 + 0,1\ z_2)m_x$
+ 1,0 (sau mai mare)	$(12 + 0,1\ z_2)m_x$	$(13 + 0,1\ z_2)m_x$
– 0,5	$(8 + 0,06\ z_2)m_x$	$(9,5 + 0,09\ z_2)m_x$
– 1,0	$(10,5 + z_1)m_x$	$(10,5 + z_1)m_x$

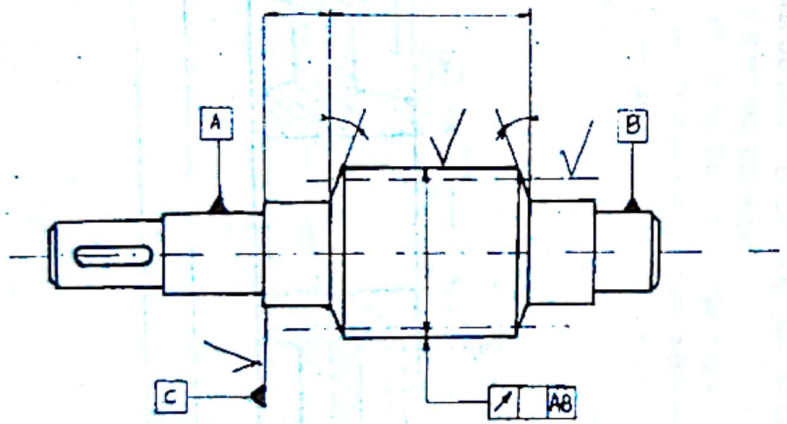
OBSERVAȚII:

1. La valori intermediare ale coeficientului de deplasare a profilului x, lungimea minimă se poate stabili prin interpolare sau luând valoarea care rezultă mai mare pentru extremitățile intervalului.
2. La melcii rectificați sau prelucrați prin frezare, lungimile rezultate după tabel trebuie majorate astfel: cu 25 mm când $m_x < 10$ mm; cu 35 - 40 mm când $m_x = 10...16$ mm; cu 50 mm când $m_x > 16$ mm.

Scanned with OKEN Scanner

ANEXA 15M

Desenul de execuție al unui melc cilindric (conform STAS 5013/4 - 82)



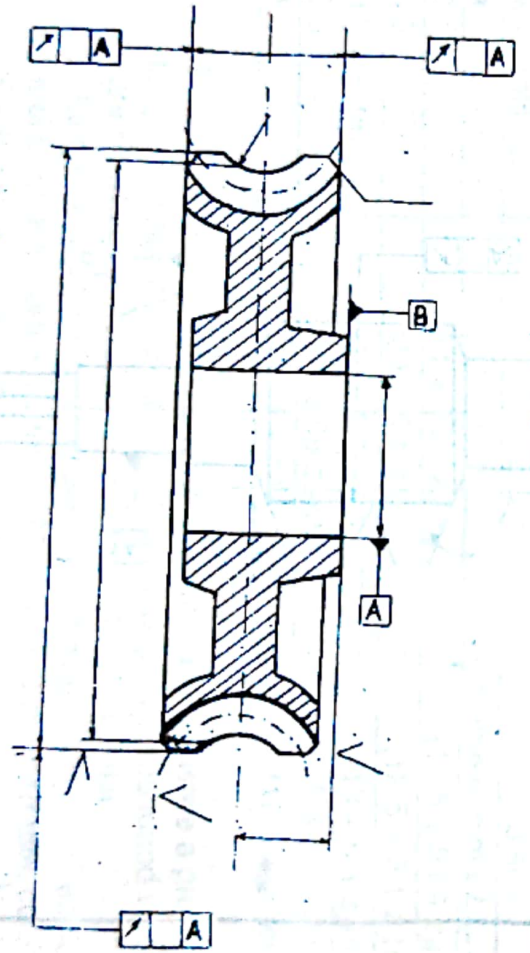
Modulul axial		m_x	
Modulul normal		m_n	
Numărul de dinți		z	
Tipul melcului		–	
Melcul de referință		–	
Unghiul de pantă al elicei de ref.		γ_0	
Sensul înclinării danturii		–	
Coarda normală de ref./înălțimea la coarda normală de referință		$\bar{s}_{on}$ / $\bar{h}_{on}$	
Diametrul de referință		d_0	
Coeficientul diametral		q	
Pasul elicei		p_z	
Treapta de precizie și jocul		–	
Distanța între axe în angrenaj		a	
Roata conjugată	Numărul de dinți	z	
	Numărul desenului	–	
Abaterea cumulată peste k pași		f_{pxkr}	
Toleranța bătăii radiale		f_r	
Abaterile limită ale pasului axial		$\pm f_{px}$	
Toleranța abaterii profilului		f_{f1}	
Abaterea unghiului dintre axe		$\pm f_{\Sigma\gamma}$	
20	115	20	30

Proiectat		
Desenat		
Verificat		
Cond. STAS		
Aprobat	Masa netă:	
	Data	MELC CILINDRIC STAS 5013/4-82

Scanned with OKEN Scanner

ANEXA 16M

Desenul de execuţie al unei roţi melcate
(conform STAS 5013 - 82)



Modulul frontal		m_t	
Numărul de dinţi		z	
Melcul generator		–	
Sensul înclinării danţurii		–	
Coeficientul deplasării de profil		x	
Diametrul de divizare		d	
Treapta de precizie şi jocul		–	
Distanţa între axe în angrenaj		a_w	
Melcul conjugat	Numărul de dinţi	z	
	Numărul desenului	–	
Toleranţa abaterii cumulate de pas		F_p	
Toleranţa bătăii radiale		F_r	
Pata de contact pe înălţime dinte		–	
Pata de contact pe lungime dinte		–	
Toleranţa abaterii de rostogolire a roţii		F_c	

20 — 20 — 30

115

Proiectat			
Desenat			
Verificat			
Conf. STAS			
Aprobat		Masa netă:	
		Data:	ROATĂ MELCATĂ STAS 5013/4-82

Modulii şi coeficienţii diametral recomandaţi prin STAS 6845 - 82 şi modul de notare al melcului de referinţă şi distanţa dintre axe

Modulii recomandaţi se aleg dintre cei stabiliţi prin STAS 822 - 82 şi anume: 1,0; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25 mm. Se admite şi folosirea modulilor: 1,5; 3; 3,5; 6; 7; 12 mm.

Coeficienţii diametrali ai melcului, q, trebuie să fie aleşi dintre valorile: 7; 8; 9; 10; 11; 12; 14; 16; 18, în funcţie de modul, conform tabelului 1:

Tabelul 1

m	1...1,6	2 şi 2,5	3...4	5...6,3	7...10	12...16	20 şi 25
q	12	10	10	9	9	8	7
	14	12	11	10	10	9	8
	16	14	12	12	12	10	9

OBSERVAŢII:

Coeficienţii tipăriţi cu cifre îngroşate sunt preferaţi.

Coeficienţii mai mici duc la îmbunătăţirea randamentului, iar cei cu valori mai mari la melci cu rigiditate sporită.

Pentru melci cu un dinte ($z_1 = 1$) şi cu autofrânare statică asigurată se admite coeficientul diametral $q = 18$.

Notarea melcului de referinţă se face prin indicarea următoarelor date:

- simbolul tipului melcului (de ex.ZE);
- numărul de dinţi (începuturi) urmat de semnul înmulţirii (de ex.3x);
- modulul axial urmat de semnul înmulţirii (de ex.8x);
- coeficientul diametral urmat de o linie înclinată (de ex.$q = 10; 10/$);
- sensul înclinării simbolizat prin literele dr. sau st urmate de o liniuţă (de ex. st–);
- STAS 6845 - 82.

Pentru exemplul dat:

Melc de referinţă ZE3x8x10/st–STAS 6845 - 82

Distanţa dintre axe se alege din STAS 6055 - 82, dintre valorile:
40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 550; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000; 2250; 2500. Se admit şi valorile 320; 360. (Valorile subliniate sunt preferenţiale).

Scanned with OKEN Scanner

15 lei

BIBLIOGRAFIE

Dobre, Victoria - Angrenaje. Calcule geometrice, cinematice şi de rezistenţă. Bucureşti, I.C.B., 1993, pentru uzul studenţilor, 115 p.

Horovitz, Alexandru ş.a. - Proiectarea modernă a angrenajelor cilindrice.Ediţia a II-a, Bucureşti, OID-ICM, 1989, 206 p.

Rădulescu, Gh. ş.a. - Îndrumător de proiectare în construcţia de maşini. Vol.III. Bucureşti, Editura Tehnică, 1986, 295 p. (Angrenaje şi reductoare)

Niemann, G. - Maschinenelemente, Zweiter Band, Getriebe, Springer Verlag. Berlin/Heidelberg/New York, 1965

Zirpke, Kurt - Zahnräder, VEB Fachbuchverlag, Leipzig, 1968

Rozsa, Francisc; Dobre, Victoria - Elaborarea modelelor pentru calculul de rezistenţă al angrenajelor paralele cilindrice evolventice cu optimizarea parametrilor de bază, 1975, ICP-TCM ,Bucureşti

Rozsa, Francisc - Metodologii şi programe de calcul pentru proiectarea asistată de calculator a angrenajelor paralele cilindrice folosite la maşinile şi utilajele pentru construcţii, INCERC Bucureşti, 1986

Rădulescu, Gh;. Rozsa, Francisc - Metodă generală pentru calculul geometric şi de rezistenţă al angrenajelor paralele cilindrice exterioare şi interioare, cu dantura dreaptă şi înclinată TS 40, OID-ICM, 1979

Gafiţanu, Mihai ş.a. - Organe de maşini. Vol.II. Bucureşti, Editura Tehnică, 1983, p.240-380 (Transmisii prin roţi dinţate. Angrenaje)

Rădulescu, Gh.; Rozsa, Francisc - Metodă generală pentru calculul geometric şi de rezistenţă al angrenajelor concurente conice cu dantura dreaptă, înclinată şi curbă, ICSIT-ICM, Bucureşti, 1980, 148 p. (TS45)

*** - Klingelnberg - Werknorm - KN 3030-Ausgabe Nr.1.1., Tragfähigkeitsberechnung für Spiralkegelräder mit Klingelnberg Zyklopalloid-Verzahnung, 47 p.,figuri, Klingelnberg Sohne-Postfach 100263-D-5609 Huckeswagen, Deutschland

*** - Klingelnberg - Werknorm - KN 3025-Ausgabe 1969, Klingelnberg Palloidspiralkegelräder 43 p., figuri, Klingelnberg Söhne, Hückeswagen, Deutschland

Botez, Emil - Angrenaje. Bucureşti, Editura Tehnică, 1962, 388 p., figuri.

Manea, Gh. ş.a. - Organe de maşini. vol.II. Bucureşti, Editura Tehnică, 1958, p.213-482

STAS 821-82 - Angrenaje cilindrice în evolventă de uz general. Profilul de referinţă

STAS 822-82 - Angrenaje. Gama modulilor

STAS 915/1-81 - Angrenaje. Simbolurile elementelor geometrice şi cinematice

STAS 915/2-81 - Angrenaje cilindrice. Noţiuni generale de geometrie şi cinematică

STAS 915/3-81 - Angrenaje cilindrice. Geometrie şi cinematică. Terminologie

STAS 5013/2-82 - Roţi dinţate cilindrice. Indicarea elementelor danturii pe desen şi marcarea roţilor

STAS 6012-82 - Reductoare de uz general. Rapoarte de transmitere

STAS 6055-82 - Reductoare de turaţie. Distanţa dintre axe

STAS 6273-81 - Angrenaje cilindrice. Toleranţe

STAS 7395-81 - Angrenaje cu cremalieră. Toleranţe

STAS 8741-82 - Angrenaje. Deteriorarea danturii. Terminologie

STAS 12192-84 - Angrenaje. Alegerea treptelor de precizie şi a rugozităţii danturii

STAS 12222-84 - Angrenaje paralele cilindrice exterioare cu danturi drepte în evolventă. Calculul geometric şi cinematic

STAS 12224-84 - Angrenaje paralele cilindrice interioare cu danturi drepte în evolventă. Calculul geometric şi cinematic

STAS 12268-84 - Angrenaje cilindrice cu dantură în evolventă. Calculul de rezistenţă

STAS 12270-84 - Angrenaje concurente conice exterioare cu danturi drepte octoidale. Calculul geometric şi cinematic

STAS 6480-81 - Angrenaje conice şi hipoide. Toleranţe

STAS 6844-80 - Angrenaje conice cu dinţi drepţi de uz general. Profilul şi roata plană de referinţă

STAS 5013/3-82 - Roţi dinţate conice cu dinţi drepţi şi înclinaţi. Indicarea elementelor danturii pe desen şi marcarea roţilor

STAS 915/4-81 - Angrenaje conice. Geometrie şi cinematică. Terminologie

STAS 915/5-81 - Angrenaje melcate. Geometrie şi cinematică. Terminologie

STAS 915/6-82 - Angrenaje. Geometrie şi cinematică. Vocabular

STAS 6845-80 - Angrenaje melcate cilindrice. Melcul de referinţă

STAS 6461-81 - Angrenaje melcate cilindrice. Toleranţe

STAS 13023-91 - Angrenaje melcate cilindrice. Calculul geometric şi cinematic

STAS 13024-91 - Angrenaje melcate cilindrice. Calculul de rezistenţă

STAS 5013/4-82 - Melci şi roţi melcate cilindrice. Indicarea elementelor danturilor pe desen

Scanned with OKEN Scanner

Prezentul îndrumător de proiectare pune la dispoziția inginerilor și tehnicienilor proiectanți, cadrelor didactice și studenților din domeniul construcției de mașini și utilaje, algoritmii de calcul geometrici, cinematici și de rezistență pentru angrenajele paralele cilindrice evolventice (exterioare, interioare, cu cremalieră; cu dinți drepți sau înclinați), angrenajele concurente conice și angrenajele melcate cilindrice, iar pentru corecta interpretare a relațiilor de calcul sunt prezentate și bazele teoretice.

Editat de:
OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

ISBN 973-9187-63-3

Scanned with OKEN Scanner